E 3279

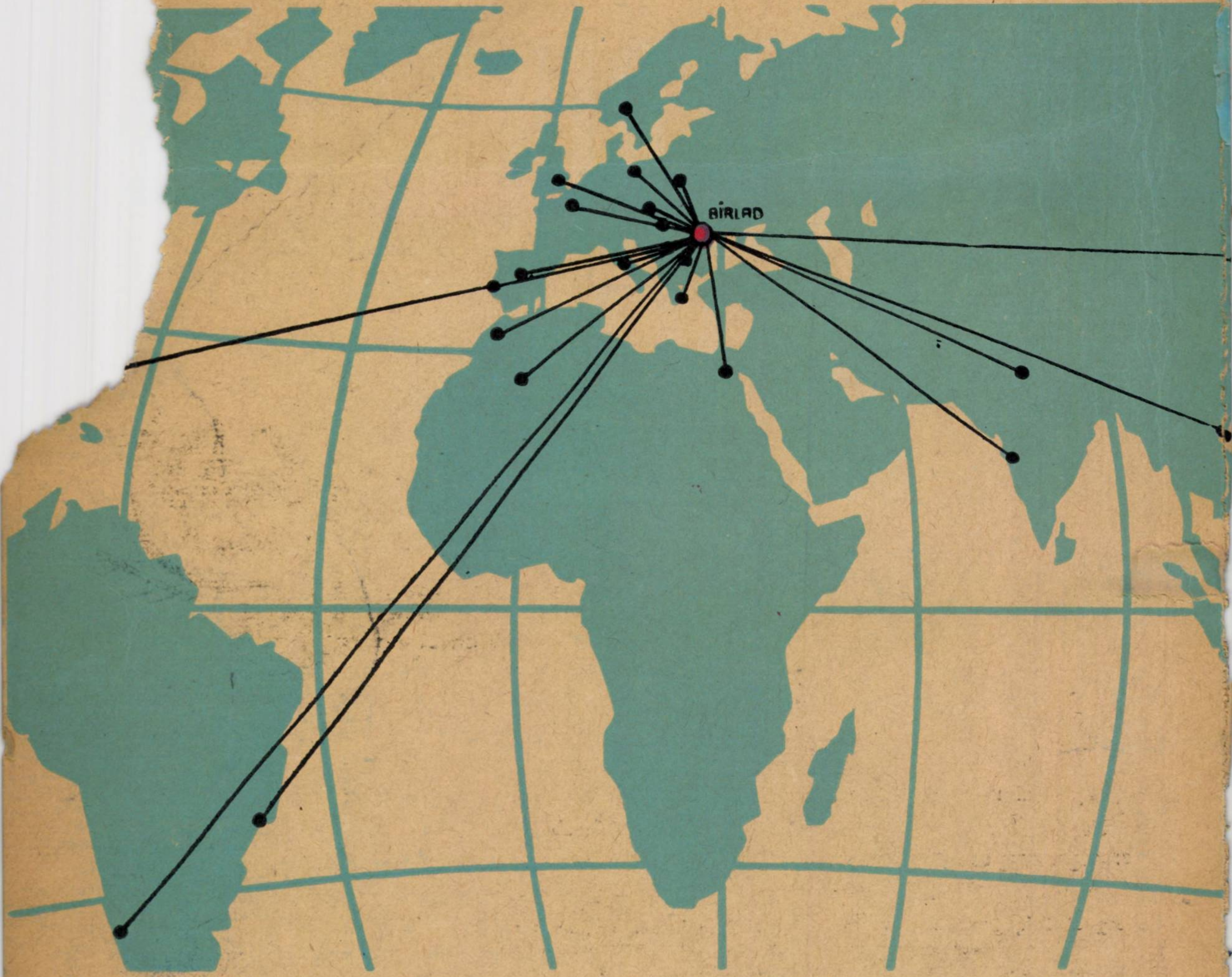
R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 1 • IANUARIE 1970

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

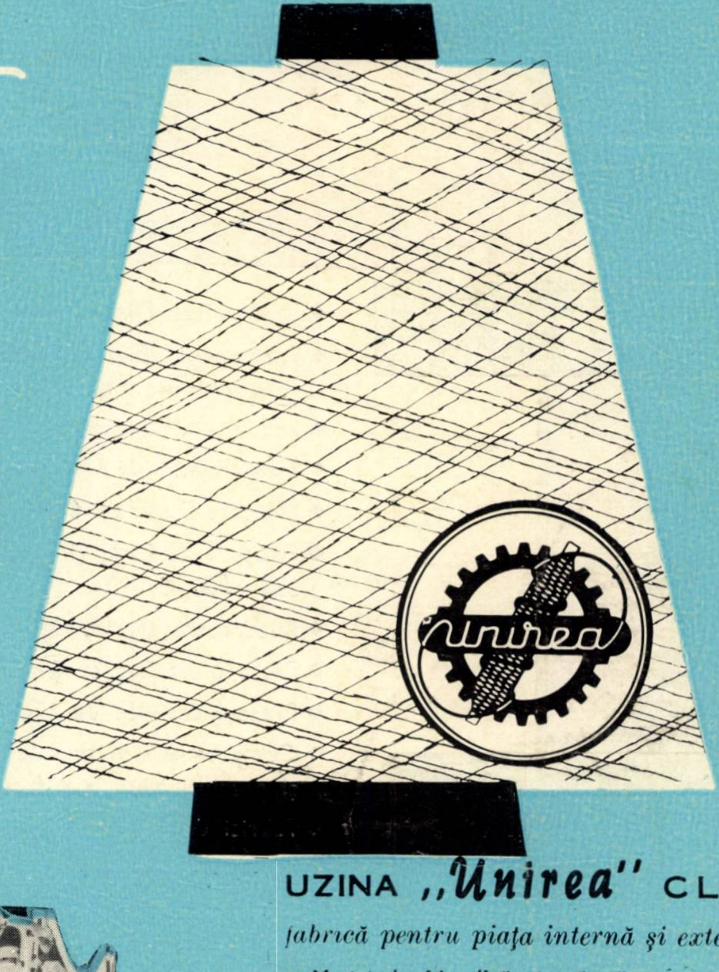
- radiali cu bile pe un rind ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rind ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenti pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

uzina

UNIREA

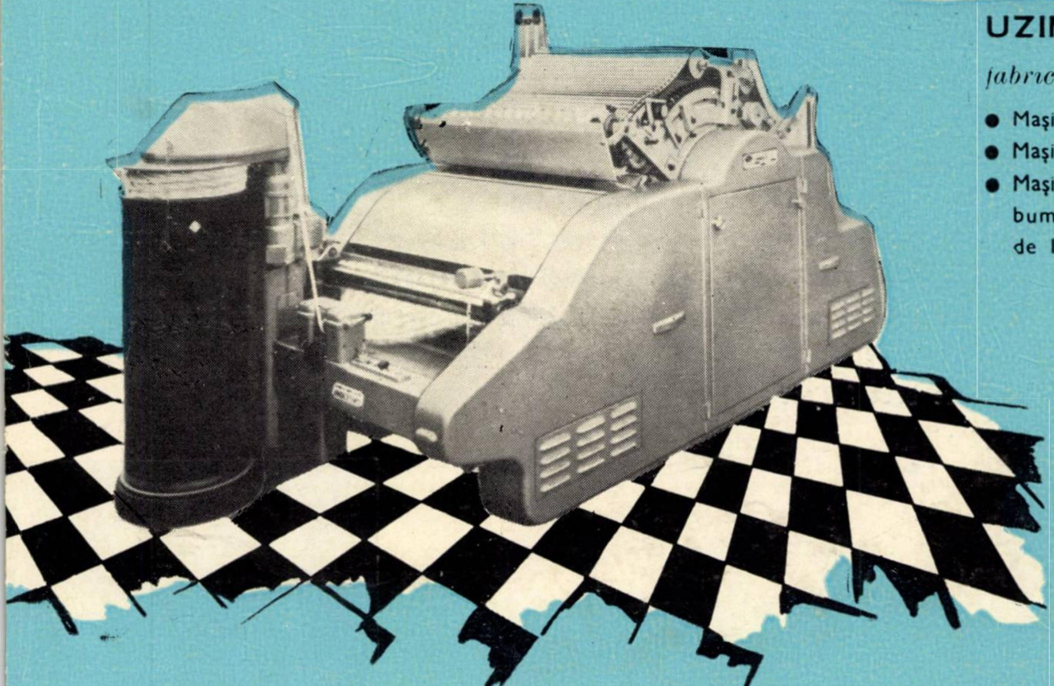
cluj

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ



CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol, dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor. De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm, sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).



UZINA **„Unirea"** CLUJ

fabrică pentru piața internă și externă:

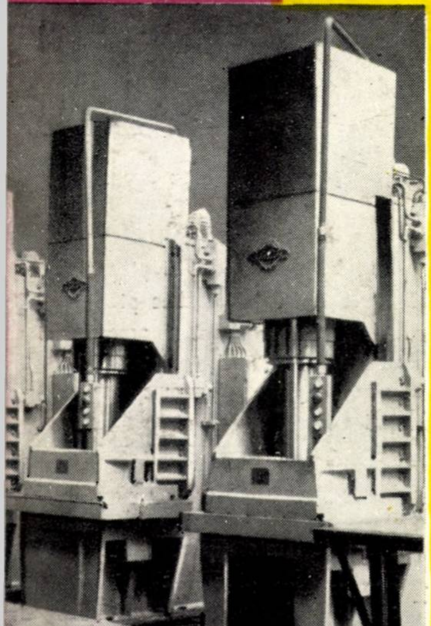
- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
  - Laminoare pentru bumbac
  - Mașini de pieptănat lînă
  - Carde pentru bumbac
  - Războaie automate pentru bumbac
  - Războaie automate pentru mătase
  - Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
  - Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
  - Ratiere pentru războaie de bumbac
  - Cilindri canelați pentru mașini de filat
  - Diferite piese de schimb

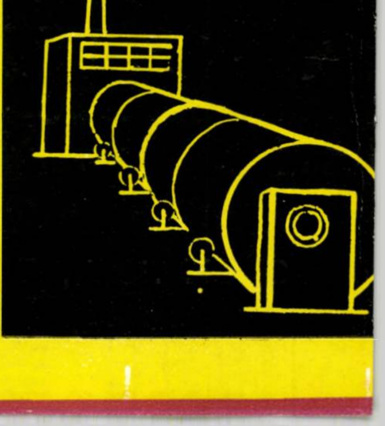
FAUR

UZINA

XECUTĂ ŞI LIVREAZĂ :

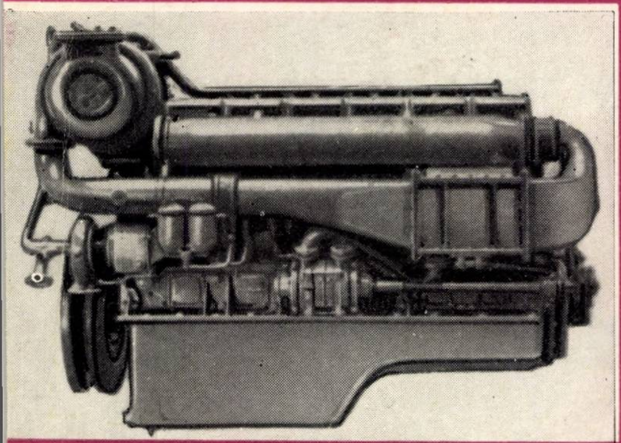
- ◆ Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP, ecartament 1435 mm.
- ◆ Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm şi ecartament 1435 mm.
- ◆ Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- ◆ Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane.
- ◆ Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP şi cu 12 cilindri, de 400—1200 CP.
- ◆ Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP.
- ◆ Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—18 kgf/cm^2.
- ◆ Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- ◆ Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice.
- ◆ Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata.
- ◆ Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat.
- ◆ Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.).
- ◆ Utilaje pentru oţelării.
- ◆ Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritori, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi).
- ◆ Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagonete etc.).
- ◆ Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule.
- ◆ Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- ◆ Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

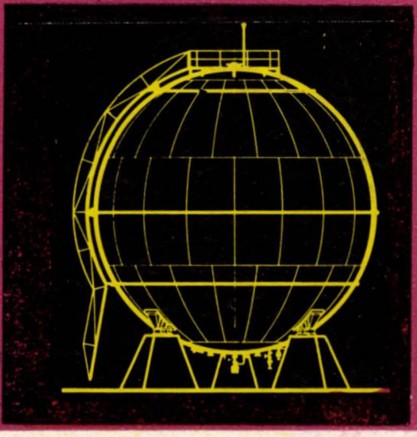




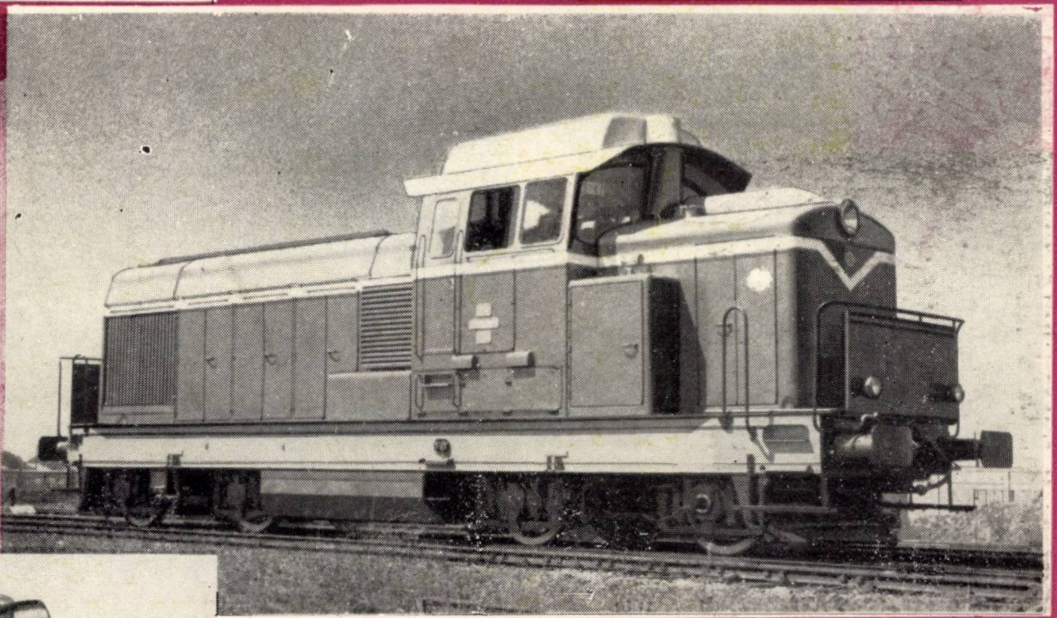
UZINA ‹23 AUGUST› BUCURESTI

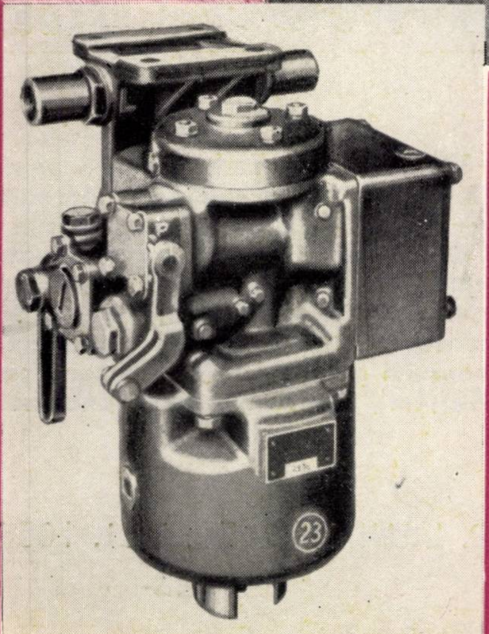
23 AUGUST BUCURESTI

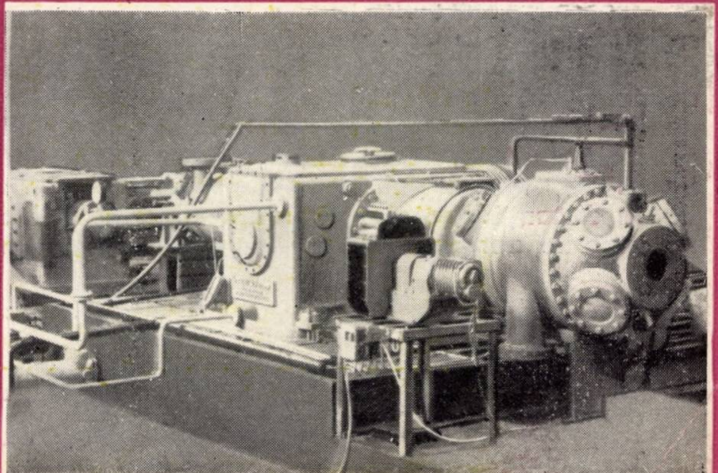




FAUR







Convertizor hidraulic de cuplu tip CHC 750-2
Cuplaj hidraulic tip CH 370
Transmisie hidraulică tip TH 2
H
Turbosuflantă tip TS 4
Compresor de aer tip UP 23-07A
Turboambreiaj tip TA 500-D

UZINA *Hidromecanica* BRASOV

PRODUCE:

● Transmisii hidraulice pentru locomotive Diesel de 150 — 1300 CP ● Turbosuflante pentru supraalimentarea motorului Diesel cu puteri de 130 — 2300 CP ● Convertizoare hidraulice de cuplu cu palete fixe și reglabile pentru puteri de 160 — 900 CP ● Turboambreiaje cu umplere fixă și reglabilă pentru puteri de 350 — 400 CP ● Cuplaje hidraulice pentru puteri de 5 — 100 Kw cu posibilități de fixare pe axul reductorului sau al motorului și cu tracțiune coaxială sau laterală cu șaibă de curea ● Suflante de aer rotative cu debite de 16 — 12 000 n m³/h ● Mecanisme de acționare pentru vane. Momente de 2,5 — 80 Kgfm. Comandă de la distanță. Protejează motorul prin limitarea momentului și cursei ● Compresoare rotative de aer cu debit de 4 n m³/min la presiune de 2 Kgf/cm², pentru transport pneumatic

UZINA HIDROMECANICĂ-BRAȘOV, BD. LENIN NR. 78, TEL. 105 53

ZÁGOS MŰSZAKI
MENTÁCIÓS

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, IANUARIE, Nr. 1, 1970

CUPRINS

COSTE, F. și OPASCHI, M. : **Realizări în domeniul construcției de echipamente hidroenergetice din Republica Socialistă România și perspectivele de dezvoltare.** 1

HANDRA LUCA, V. : **Sinteza mecanismului cu patină oscilantă pe baza funcțiilor de transmitere de ordinul întîi** 5

MANOLACHE, M., DRUGESCU ELENA și MITOȘERIU OLGA : **Influența stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilității lor.** 9 ✓

MILLION, A. și BUTÂN, A. : **Noi realizări ale tehnicii sudării în construcția de mașini.** 15 ✓

NICHICI, AL. : **Oscilații proprii ale electrodului la prelucrarea cu scîntei electrice.** 18 ✓

PÎNZARU MINERVA : **Progrese în tehnica depozitării.** 23 ✓

RADU, D. și SPOREA, I. : **Contribuții privind studiul fenomenelor metalurgice la sudarea conductelor din oțel termorezistent 12 H IMF (12 X 1 MΦ)** 27

PETRESCU, A. : **Unele probleme privind precizia de execuție și ascuțire a frezelor-melc.** 33 ✓

RUSU, ȘT. : **Variația preciziei de prelucrare în funcție de uzura ghidajelor batiului la strunguri.** 37

SÎNGEORZAN, V. : **Influența unor parametri constructivi asupra repartizării forței de tracțiune totală la transportoarele cu bandă cu două tobe de acționare.** 44

TEODORESCU, M. ȚÎRU, E. : **Determinarea forțelor la tăierea prin presare la rece a aliajelor de aluminiu.** 48 ✓

UNTARU, M. : **Posibilitatea creșterii puterii motorului de automobil prin utilizarea unei răciri eficiente și raționale.** 53 ✓

DOCUMENTARE 58
RECENZII 63
CRONICĂ 64

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

S U M A R

CZ 621.311.24 (498)

Coste, F. și *Opaschi, M.* : **Realizări în domeniul construcției de echipamente hidroenergetice din Republica Socialistă România și perspectivele de dezvoltare**

Construcția de Mașini **22** (1970) nr. 1, p. 1–5

CZ 621=231.2

Handra Luca, V.: **Sinteza mecanismului cu patină oscilantă pe baza funcțiilor de transmitere de ordinul întîi.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 5–8

CZ 669.715.018.8

Manolache, M., *Drugescu Elena* și *Miloşeriu Olga* : **Influența stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilității lor.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p 9–14

CZ 621 : 621 791

Million, A., *Butan, A.* : **Noi realizări ale tehnicii sudării în construcția de mașini**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr 1, p. 15–17

CZ 621.9.048.4.001.5

Nichici, Al. : **Oscilații proprii ale electrodului la prelucrarea cu scîntei electrice.**

Construcția de Mașini **2L** (1970), nr. 1, p. 18–22

CZ 621.796 (09)

Pînzaru Minerva : **Progrese în tehnica depozitării.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 23–27

CZ 669.14.018.4–462 : 621.791.

Radu, D. și *Sporea, I* : **Contribuții privind studiul fenomenelor metalurgice la sudarea conductelor din oțel termorezistent 12 H 1MF (12 x 1 mФ).**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 27–33

CZ 621.914.02 : 621.923.6

Petrescu, A. : **Unele probleme privind precizia de execuție și ascuțire a frezelor-mele.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 33–37

CZ 621.941–216–231.323

Rusu, St. : **Variația preciziei de prelucrare în funcție de uzura ghidajelor batiului la strunguri.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 37–43

CZ 621.867.2

Sîngeorzan, V. : **Influența unor parametri constructivi asupra repartizării forței de tracțiune totală la transportoarele cu bandă cu două tobe de acționare.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 44–47

CZ 669.715 : 621.979

Teodorescu M. și *Țiru, E.* : **Determinarea forțelor la tăierea prin presare la rece a aliajelor de aluminiu.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 48–52

CZ 621.431–73–71

Untaru, M. : **Posibilitatea creșterii puterii motorului de automobil prin utilizarea unei răciri eficiente și raționale.**

Construcția de Mașini **22** (1970), nr. 1, p. 53–57

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI'', organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redactor șef : 14.90.27 ; Redacția : București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informația''. București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 4026.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1970 conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

MŰSZAKI KÖNYVTÁR
DOKUMENTÁCIÓS

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.311.24 (498)
Косте, Ф. и *Опаски, М.:* **Достижения в области строительства гидроэнергетического оборудования в Румынии и перспективы развития.**
Construcţia de maşini 22 (1970), № 1, стр. 1–5

ДК 621–231.2
Хандра Лука, В.: **Синтез механизма с качающимся ползуном на основе передаточных функций первого порядка.**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 5–8

ДК 669.715.018.8
Манолаке, М., Друджеску Елена и *Митошериу Ольга:* **Влияние состояния поставки алюминиевых сплавов на их коррозию.**
Construcţia de maşini 22 (1970), № 1, стр. 9–14

ДК 621:621.791
Миллион, А., Бутан, А.: **Новые достижения сварочной техники в машиностроении.**
Construcţia de maşini 22 (1970), № 1, стр. 15–17

ДК 621.9.048.4.001.5
Никич, Ал.: **Собственные колебания электрода при обработке электрической искрой.**
Construcţia de maşini 22 (1970), № 1, стр. 18–22

ДК 621.796 (09)
Пынзару Минерва: **Прогресс в технике складирования.**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 23–27

ДК 669.14.018.4
Раду, Д. и *Споря. И.:* **Изучение металлургических явлений при сварке трубопроводов из термоустойчивой стали 12 H 1MF (12 x 1МФ).**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 27–33

ДК 621.914.02. : 621.923.6
Петреску, А.: **Некоторые проблемыкасающиеся точности выполнения и заточки червячных фрез.**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 33–37

ДК 621.941–216–231.323
Русу, Шт.: **Вариация точности обработки в зависимости от износа направляющих механизмов станины токарных станков.**
Construcţia de maşini 22 (1970), № 1, стр. 37–43

ДК 621.867.2
Сынджеорзан, В.: **Влияние некоторых конструктивных параметров на распределение общей силы на ленточных транспортерах с двумя приводными барабанами.**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 44–47

ДК 669.715 : 621.979]
Теодореску, М, и Цыру, Е.: **Определение сил при резке путем холодного прессования алюминевых сплавов.**
Construsţia de maşini 22 (1970)i № **1. 48–62**

ДК 621.431–73–71
Унтару, М.: **Возможность увеличения мощности автомобильного двигателя путем применения эффективного и рационального охлаждения.**
Construcţia de maşini 22 (1970) № 1, стр. 53–57

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.311.24 (498)
Coste, F. und *Opaschi, M.* : **Leistungen im Bereich des Baus von hydroenergetischen Anlagen in Rumänien und Entwicklungsperspektiven.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 1–5

DK 621–231.2
Handra Luca, V. : **Synthese der Mechanisme mit Pendelschlitten auf Grund der Übertragungsfunktionen erster Ordnung.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 5–8

DK 669.715.018.8
Manolache, M., Drugeseu Elena und Mitoşeriu Olga : **Einfluss des Lieferzustandes der Aluminiumlegierungen auf ihre Korrosionsanfälligkeit.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 9–14

DK 621 : 621.791
Million, A. und *Butan, A.* : **Neue Leistungen der Schweisstechnik im Maschinenbau.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 15–17

DK 621.9.048.4.001.5
Nichici, Al. : **Eigenschwingungen der Elektrode bei der Lichtbogenbearbeitung.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 18–22

DK 621.796 (09)
Pinzaru Minerva : **Fortschritte in der Lagerungstechnik.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 23–27

DK 669.14.018.4 – 462 : 621.791
Radu, D. und *Sporea, I.* : **Beiträge zum Studium der metallurgischen Vorgänge beim Schweissen der Leitungen aus hitzefestem Stahl** 12 H 1MF (12 × 1 MФ).
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 27–33

DK 621.914.02 : 621.923.6
Petrescu, A. : **Einige Probleme hinsichtlich der Ausführungs- und Schärfenspräzision der Schneckenfräsen.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 33–37

DK 621.941–216–231.323
Rusu, St. : **Veränderung der Bearbeitungsgenauigkeit im Verhältnis zum Verschleiss der Drehbankgestellführung.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 37–43

DK 621.867.2
Sîngeorzan, V. : **Einfluss einiger Bauparameter auf die Vert teilung der gesamten Zugkraft bei den Bandförderer mi zwei Antriebstrommeln.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 44–47

DK 669.715 : 621.979
Teodorescu, M. und *Tiru, E.* : **Bestimmung der Schneidekräfte beim Kaltpressen der Aluminiumlegierungen.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 48–52

DK 621.431–73–71
Untaru, M. : **Möglichkeiten der Leistungssteigerung des Kraftwagenmotors durch Verwendung einer wirksamen und rationellen Kühlung.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 1, S. 53–57

SOMMAIRE

CD 621.311.24 (498)

Coste, F. et *Opaschi, M.* : **Réalisations dans le domaine de la construction des équipements hydro-énergétiques en Roumanie et les perspectives de son développement.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 1–5

CD 621–231.2

Handra Luca, V. : **La synthèse du mécanisme à patin oscillant, sur la base des fonctions de transmission de premier ordre.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 5–8

CD 669.715.018.8

Manolache, M., Drugescu Elena et Mitoşeriu Olga : **L'influence de l'état des alliages d'aluminium lors de la livraison sur leur susceptibilité à la corrosion.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 9–14

CD 621 : 621.791

Million, A. et *Butan, A.* : **Réalisations nouvelles de la technique du soudage dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 15–17

CD 621.9.048.4.001.5

Nichici, Al. : **Les oscillations propres de l'électrode lors de l'usinage à étincelles électriques.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 18–22

CD 621.796 (09)

Pînzaru Minerva : **Progrès dans la technique de l'emmagasinage.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 23–27

CD 669.14.018.4–462 : 621.791

Radu, D. et *Sporea, I.* : **Contributions à l'étude des phénomènes métallurgiques lors du soudage des conduites en acier thermorésistant 12 H 1MF (12 × 1MΦ).**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 27–33

CD 621.914.02 : 621.923.6

Petrescu, A. : **Quelques problèmes concernant la précision de l'exécution et de l'aiguisage des fraises hélicoïdales.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 33–37

CD 621.941–216–231.323

Rusu, St. : **La variation de la précision de l'usinage en fonction de l'usure des guidages du bâti des tours.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 37–43

CD 621.867.2

Sîngeorzan, V. : **L'influence de certains paramètres constructifs sur la répartition de l'effort de traction totale dans les transporteurs à bande, à deux tambours de commande.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 44–47

CD 669.715 : 621.979

Teodorescu, M. et *Tîru, E.* : **La détermination des efforts lors de la coupe par pressage à froid des alliages d'aluminium.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 48–52

CD 621.431–73–71

Untaru, M. : **La possibilité d'augmenter la puissance du moteur de l'automobile en employant un refroidissement efficace et rationnel.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 1, p. 53–57

CONTENTS

DC 621.311.24 (498)

Coste, F. and *Opaschi, M.* : **New-achievements in the field of hydroenergetic equipment in Romania and future prospects.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 1–5

DC 621–231.2

Handra Luca, V. : **Synthesis of the oscillating shoe mechanism based on first degree transmission functions.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 5–8

DC 669.715.018.8

Manolache, M., Drugescu Elena and Mitoşeriu Olga : **Influence of the delivery state of aluminium alloys on their corrodibility.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 9–14

DC 621 : 621.791

Million, A. and *Butan, A.* : **New welding technique achievements in machine building.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 15–17

DC 621.9.048.4.001.5

Nichici, Al. : **Oscillations of the electrode in processings by electric spark.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 18–22

DC 621.796 (09)

Pînzaru Minerva : **Progress in storing technique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 23–27

DC 669.14.018.4–462 : 621.791

Radu, D. and *Sporea, I.* : **Contributions to the study of metallurgical phenomena in the welding of 12 H 1MF (12 × 1MΦ) thermoresistant steel tubes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 27–33

DC 621.914.02 : 621.923.6

Petrescu, A. : **Some problems of accuracy in production and grinding of worm hobs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 33–37

DC 621.941–216–231.323

Rusu, St. : **Variation in the accuracy of processing dependending on the wear of the vertical slide-ways of lathes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 37–43

DC 621.867.2

Sîngeorzan, V. : **Influence of certain constructive parameters on the distribution of total tractive force in belt conveyors provided with two actuating drums.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 44–47

DC 669.715 : 621.979

Teodorescu, M. and *Tîru, E.* : **Determination of forces in cold pressing cutting of aluminium alloys.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 1, p. 48–52

DC 621.431–73–71

Untaru, M. : **Possibility to increase the power of automobile motors by efficient, rational cooling.**

Construcţia de Maşini (1970), nr. 1, p. 53–57

CZ 621.311.24 (498)

Realizări în domeniul construcției de echipamente hidroenergetice din Republica Socialistă România și perspectivele de dezvoltare

Ing. Florian COSTE – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reșița
Ing. Mihai OPASCHI – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reșița

Una dintre bogățiile Republicii Socialiste România, care a început să fie valorificată — în special — după anul 1950 este energia hidraulică.

În prezent potențialul hidroenergetic al țării noastre, economic amenajabil, este de circa 12 000 MW.

Ținînd seamă de aspectul geografic al țării, rezultă pentru punerea în valoare a acestui potențial o varietate foarte mare de tipuri de amenajări, respectiv de echipamente hidroenergetice, care în general au specificul de produs unicat.

Realizarea echipamentelor hidroenergetice în Republica Socialistă România cunoaște trei etape distincte.

În etapa de început, pînă la anul 1960, s-au realizat hidroagregate de mică putere, instalate în centralele hidroelectrice Crăinicel și Tîrgu Mureș, cu puteri unitare cuprinse între 500 și 3 000 kW, totalizînd o putere instalată de 10 000 kW.

Începînd cu anul 1960, construcția de hidroagregate și echipamente hidromecanice cunoaște o dezvoltare importantă pînă la sfîrșitul anului 1966 fiind echipate și puse în funcțiune centralele hidroelectrice ale cascadei Bistrița — Aval, iar după anul 1966, CHE Argeș — Aval și Firiza (Baia-Mare).

Realizările acestei etape reprezintă 33 de hidroagregate, grupate în șase tipuri distincte, cu puteri unitare cuprinse în domeniul 4 200—23 400 kW, totalizînd o putere instalată de 306 000 kW.

Toate aceste hidroagregate au fost realilizate la U.C.M.-Reșița pe baza proiectelor de concepție proprie.

După anul 1965 s-a trecut la realizarea de hidroagregate și echipamente hidromecanice de performanță.

Folosind acest mod de lucru, în cooperare cu uzinele și instituțiile specializate din U.R.S.S. se realizează în prezent echipamentele hidroenergetice pentru SHEN Porțile de Fier. Acest obiectiv este echipat cu șase hidroagregate avînd turbine de tip Kaplan, cu puterea unitară de 178 MW, cu echipamente hidromecanice aferente amenajării, precum și cu o ecluză de tip fluvial pentru o cădere de 35 m.

De asemenea, în cooperare cu firmele franceze sînt în curs de realizare echipamentele pentru CHE-Lotru, care este echipată cu trei hidroagregate cu turbine Pelton avînd puterea unitară de 175 MW și echipamentele hidromecanice aferente amenajării.

Proiecte și documentația tehnică necesară realizării în țară a hidroagregatelor și a echipamentelor hidromecanice sînt asigurate de Institutul de cercetare și proiectare de echipamente hidroenergetice (ICPEH)-Reșița și Filiala la Timișoara, creat special în acest scop.

Fabricația turbinelor hidraulice, hidrogeneratoarelor, echipamentelor hidromecanice și instalațiilor electrice de acționare și automatizare se realizează prin cooperare în uzinele Ministerului Industriei Construcților de Mașini.

În cele ce urmează se prezintă unele aspecte caracteristice ale realizărilor din domeniul construcției de echipamente hidroenergetice, după anul 1960.

În figurile 1 și 2 sînt prezentate vederile interioare din centralele hidraulice Pîngărați și Vaduri.

Turbine hidraulice. Turbinele hidraulice realizate în această etapă sînt de tipul Kaplan, verticale, în cameră spirală din beton, cuplate direct cu hidrogeneratorul. Tipodimensiunile, principalele caracteristici și randamente garantate pe bază de încercări pe modele și verificate prin încercări în natură, sînt prezentate în tabela 1.

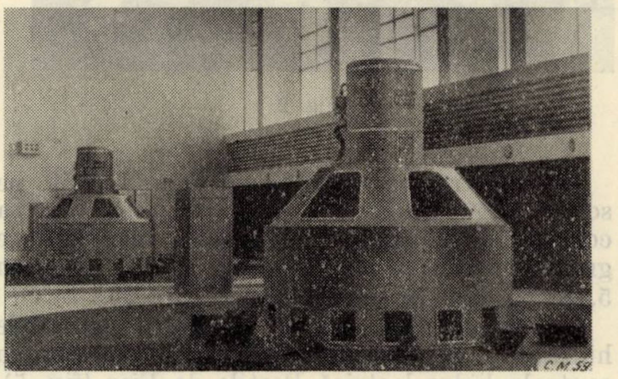


Fig. 1

În figura 3 este prezentat un aspect din fabricația statorului turbinei KVB 11,5—15, iar în figura 4 este arătat rotorul turbinei KVB 23—26 în timpul transportului.

Tabela 1

Model	Tipuri constructive	Centralele hidroelectrice echipate	Nr. de agregat	Căderi *H*, m min.	Căderi *H*, m max.	Căderi *H*, m calc.	Puterea nominală *N* kW	Turația *n* rot/min	Greutatea relativă kg/kW	Anul fabricației
K 135−1 250	KVB 7,5−20	Roznov II	2	19,9	20,2	19,5	7 240	250	10,07	1962
	KVB 7,5−20 ZC	Zărnești	2	19,27	19,72	19,50	7 350		8,236	1963
		Costișa	2	19,27	19,72	19,50	7 350			1964
	KVB 7,5−20 B	Bacău II	4	17,68	20,77	18,5	7 880		7,77	1965
	KVB 8−20	Oiești	2	18,2	20,4	19,7	8 220	250	7,67	1966
		Albești	2	19,5	20,5	20,25	8 270			1966
		Cerbureni	2	19,5	20,5	20,25	8 270			1967
K 150−1 400	KVB 11,5−15	Pîngărați	2	12	17	14,5	11 600		12,214	1963
	KVB 11,5−15 R	Racova	2	12,5	15,5	14,0	12 000	136,4	10,815	1964
		Gîrleni	2	12,3	15,8	15	12 250		10,595	1964
		Bacău I	2	14,4	16,2	15,3	12 500		10,383	1964
K 135−1 250	KVB 5,5−15	Piatra N.	2	13,5	15,5	15,3	5 650	250	9,099	1963
		Buhuși	2	14,4	16,8	15,5	6 000		8,568	1964
K 120−1 050	KVB 4,2−40	Baia Mare	1	16	42,5	38	4 200	428,6	4,35	1965
K 135−1 250	KVB 23−26	Vaduri	2	24	27	26	23 400	166,7	5,484	1965

Observații: KVB − Turbină Kaplan verticală cu cameră spirală din beton.
K 135−1 250 − Model Kaplan $n_{11} = 135$ rot/min și $Q_{11} = 1\,250$ m³/s.

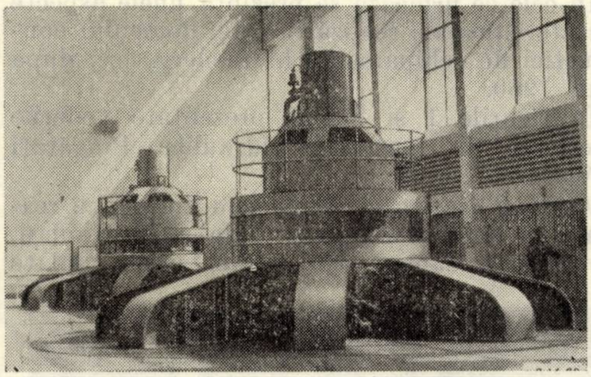


Fig. 2

În construcția turbinelor s-au folosit pe scară largă ansamblele sudate, fapt care a condus la reducerea greutăților, realizîndu-se greutăți relative remarcabile ca de exemplu 5,484 kg/kW la turbina KVB 23−26.

În prezent se află în fabricație turbinele hidraulice de tip Kaplan de 178 MW, pentru centrala hidroelectrică Porțile de Fier (fig. 5).

Hidrogeneratoare. Hidrogeneratoarele executate sînt din seria HVS, adică de construcție verticală, sincrone.

Sînt realizate în două tipuri constructive și anume, tipul suspendat, cuprinzînd hidrogeneratoarele cu turație nominală mai mare de 166,7 rot/min (fig. 6) și tipul umbrelă, cuprinzînd hidrogeneratoarele cu turația de 136,4 rot/min (fig. 7).

Excitația hidrogeneratoarelor este realizată cu ajutorul excitatoarelor montate pe

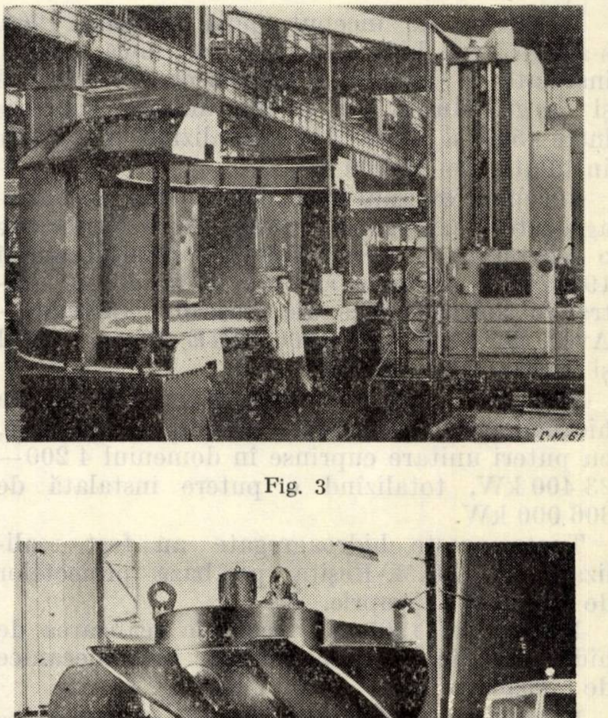


Fig. 3

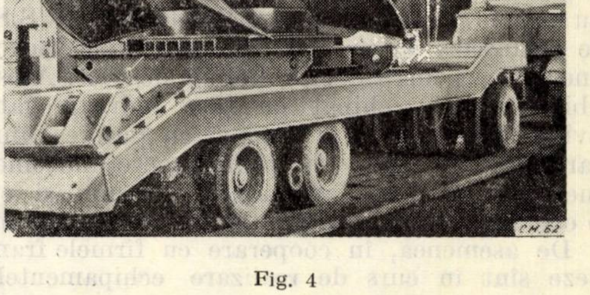


Fig. 4

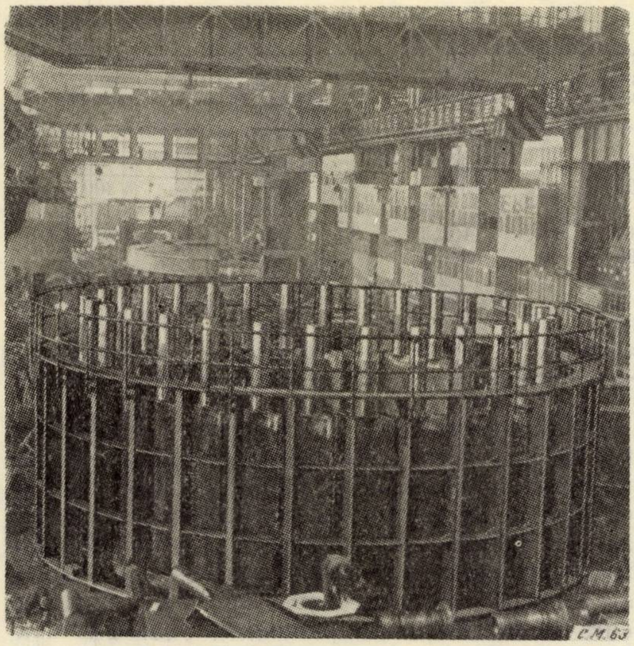


Fig. 5

acelaşi ax, sau cu grup independent, avînd autoexcitaţie sau excitaţie independentă.

Controlul automat al temperaturii părţilor active, lagărelor, aerului şi apei, este realizat cu ajutorul termorezistenţelor şi al termometrelor capilare cu mercur, prevăzute cu dispozitive de semnalizare.

Răcirea hidrogeneratoarelor este efectuată cu ajutorul aerului, în circuit închis, răcit la rîndul său prin răcitoarele de aer, cu circulaţie de apă.

Pentru alimentarea regulatorului de turaţie pe arborele hidrogeneratorului este montat un generator sincron de reglaj, a cărui excitaţie este realizată cu ajutorul polilor din magneţi permanenţi.

Caracteristicile tehnice principale ale acestor generatoare sînt prezentate în tabela 2.

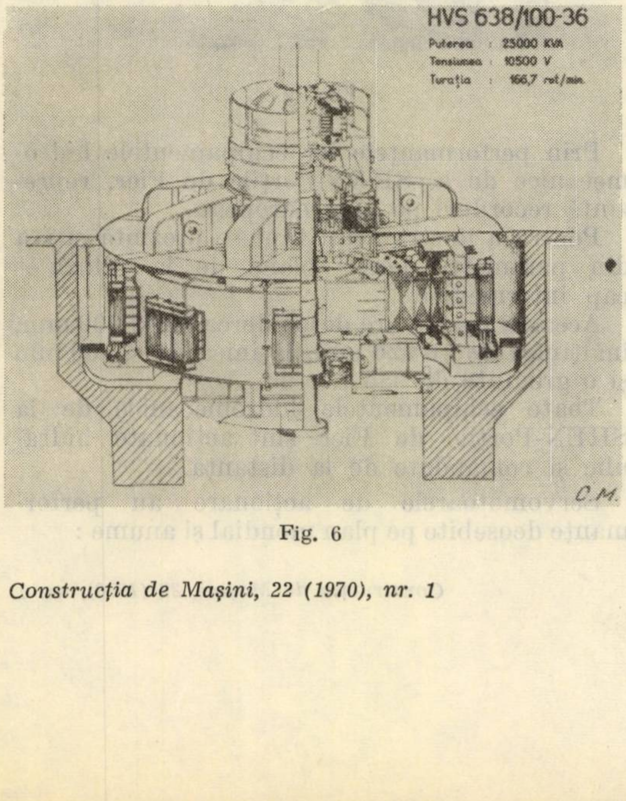


Fig. 6

La elaborararea proiectelor pentru aceste hidrogeneratoare au fost utilizate următoarele soluţii constructive pentru subansamblele principale :

— statorul este divizat în 2—4 sectoare; fierul activ se execută din tolă silicioasă, avînd cifra de pierderi $v_{10} = 1{,}25$ w/kg şi se realizează cu canale radiale de ventilaţie; înfăşurarea statorului este în general de tip ondulat, în două straturi, cu pas scurtat, avînd conductoare divizate cu transpoziţie pe lungimea fierului activ; izolaţia este continuă, pe bază de mică şi sticlă, compoundată;

— rotorul are poli lamelaţi iar fixarea polilor se realizează cu ajutorul cozilor *T* şi al penelor înclinate; bobinele polare sînt executate din cupru de profil special, în vederea majorării suprafeţei de răcire; coroana polară este realizată din segmenţi ştanţaţi, din tablă de oţel cu grosime de 4 mm;

— lagărele sînt executate din segmenţi oscilanţi, avînd ungere cu ulei, răcit cu ajutorul răcitoarelor, amplasate în cuva de ulei;

— construcţia metalică a hidroagregatelor este realizată din tablă de oţel, asamblată prin sudare (carcasă, steaua rotorului, steaua superioară şi inferioară).

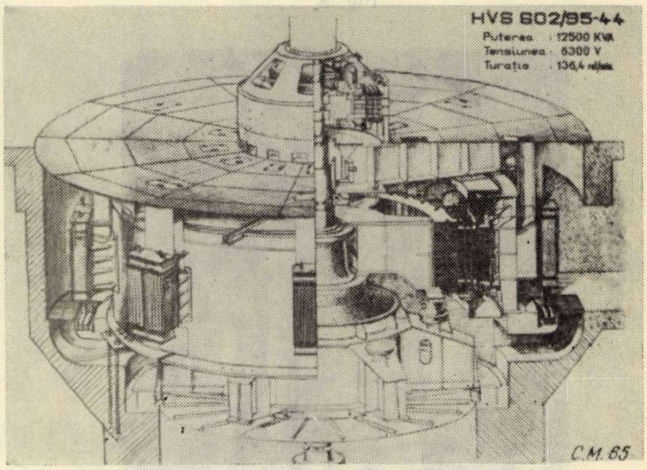


Fig. 7

Echipamente hidromecanice. În paralel cu realizarea de hidroagregate în ţară a început şi fabricaţia de echipamente hidromecanice. Astfel au fost realizate în acestă perioadă toate echipamentele hidromecanice aferente amenajării cascadei Bistriţa-Aval, Argeş-Aval precum şi echipamentele aferente barajului Firiza, Negovanu etc. În figura 8 este prezentată vederea exterioară dinspre aval a Centralei hidroelectrice şi barajul Pîngăraţi.

Echipamentele realizate reprezintă o mare varietate de tipuri (vane plane, vane segment, echipament pentru golirile de fund, batardouri etc.) şi se disting printr-o concepţie construc-

Tabela 2

Caracteristici tehnice	Unitate de măsură	HVS 375/100–24	HVS 420/65–28	HVS 602/95–44	HVS 638/100–36	HVS 275/82–14
Puterea aparentă	kVA	8 500	6 500	12 500	25 000	5 700
Tensiunea nominală	V	6 300	6 300	6 300	10 500	6 300
Factorul de putere	—	0,9	0,9	0,9	0,9	0,8
Turaţie nominală	rot/min	250	214	136,4	166,7	428,6
Randamentul la 4/4	%	97	96	96,5	97,5	96,1
Tensiunea de forţare	u.r.	1,8	2,25	2,25	2,6	2,6
Viteza de excitaţie	s^{-1}	1,5	2,23	2,3	2	2
Greutatea totală	tf	119	108	210	308	59
Tipul constructiv	—	suspendat	suspendat	umbrelă	suspendat	suspendat

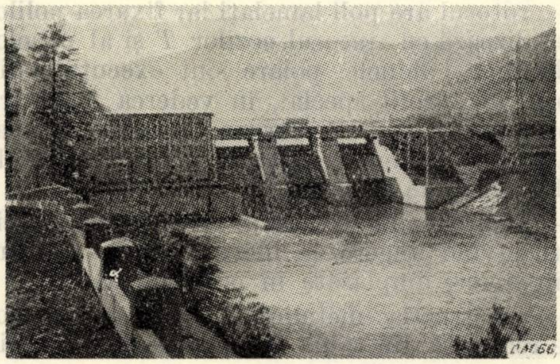


Fig. 8

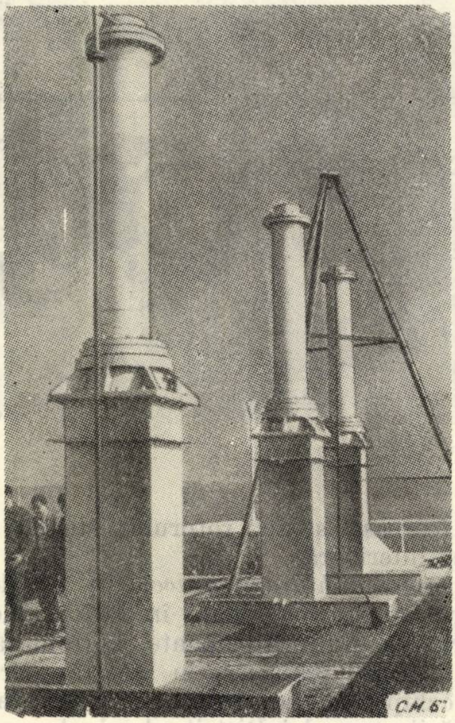


Fig. 9

tivă modernă, fiind realizate de preferinţă în construcţie sudată, cu excepţia unor vane segment, care au fost realizate în construţie mixtă sudat-nituit.

Acţionarea echipamentelor s-a făcut după dorinţa beneficiarilor, fie mecanic fie hidraulic.

O dată cu trecerea la realizarea SHEN-Porţile de Fier, fabricaţia de echipamente hidromecanice în Republica Socialistă România a căpătat o amploare deosebită. Au fost realizate în uzinele MICM şi sînt în curs de montaj, toate echipamentele hidromecanice ale ecluzei şi centralei SHEN-Porţile de Fier. Sînt în curs de fabricaţie echipamentele pentru ecluza Djerdap şi pentru barajul SHEN-Porţile de Fier.

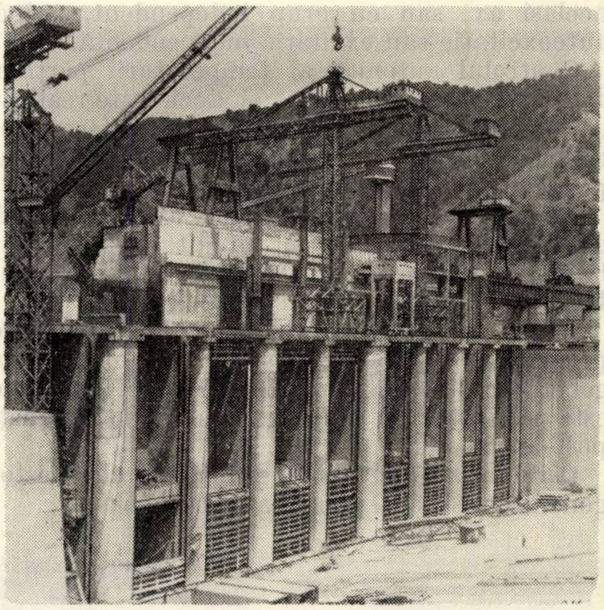


Fig. 10

Prin performanţele lor echipamentele hidromecanice de la SHEN-Porţile de Fier, reprezintă recorduri pe plan european.

Pentru a ilustra acest fapt se prezintă cîţiva din parametrii porţii plane de la ecluză — cap intermediar.

Această poartă are deschiderea de 41 000 mm, înălţimea de 16 920 mm, lăţimea de 4 100 mm şi o greutate de 985 t.

Toate echipamentele hidromecanice de la SHEN-Porţile de Fier sînt acţionate hidraulic şi comandate de la distanţă.

Servomotoarele de acţionare au performanţe deosebite pe plan mondial şi anume :

— servomotoarele de acţionare a porţii plane de la ecluză-cap intermediar, au lungimea totală de 25 250 mm, cursa de lucru 17 315 mm, diametrul interior 600 mm şi presiunea de lucru 196 kg/cm^2;

— servomotoarele vanelor rapide de la centrală au lungimea totală de 22 200 mm, cursa de lucru de 17 900 mm, diametrul interior de 600 mm şi presiunea de lucru 154 kg/cm^2.

Figura 9 reprezintă vederea parţială a servomotoarelor de acţionare a vanelor rapide de la centrala hidroelectrică Bacău II.

Cele de mai sus reprezintă un scurt bilanţ al realizărilor de hidroagregate şi echipamente hidromecanice din Republica Socialistă România în perioada anilor 1960—1970, perioadă care se va încheia cu punerea în funcţiune a SHEN-Porţile de Fier şi va aduce în faza finală de montaj CHE Lotru, două obiective hidroenergetice deosebite pe plan european.

În figura 10 este prezentată vederea din aval a batardourilor aspiratoare de la Porţile de Fier, parţial montate în nişă.

În etapa imediată, planul de perspectivă prevede construirea de centrale hidroelectrice pe Dunăre, Olt, Someş, Sebeş etc.

Realizarea obiectivelor de mai sus pune problema însuşirii proiectării şi fabricaţiei de hidroagregate cu turbine de tip Bulb şi Francis de mare putere.

Cu realizarea hidroagregatelor şi echipamentelor hidromecanice prevăzute pentru această etapă, vor fi însuşite toate tipurile de hidroagregate de mare putere şi o gamă foarte largă de echipamente hidromecanice. Vor fi create astfel condiţii ca această ramură a industriei constructoare de maşini din Republica Socialistă România să poată asigura integral necesităţile interne şi totodată să poată începe exportul de astfel de echipamente.

CZ 621-231.2

Sinteza mecanismului cu patină oscilantă pe baza funcţiilor de transmitere de ordinul întîi

Ing. Viorel HANDRA LUCA – Cluj

Se consideră mecanismul din figura 1 la care se dau cîteva poziţii discrete ale manivelei *OA* şi corespunzător acestora poziţiile balansierului *3*, precum şi funcţiile de transmitere de ordinul întîi ale elementului *3*. Numărul maxim de poziţii relative asociate, care se iau cu aceste date iniţiale [1], este $P_{01} = 2{,}5$. Se vor considera doar două poziţii, numărul întreg imediat inferior lui $P_{01} = 2{,}5$, urmînd ca rezerva de 0,5 poziţii să dea posibilitatea alegerii arbitrare a unora dintre parametrii de definire ai mecanismului.

Pe lîngă cele două poziţii relative asociate în care se dau funcţiile de transmitere de ordinul zero şi unu, se mai pot lua încă P^*_0 poziţii, în care se dau doar funcţiile de transmitere de ordinul zero. Acest număr de poziţii se poate calcula [1] cu formula:

$$P^*_0 = \frac{N - 1 + M + q}{q} - 2\overline{P}_{01}, \qquad (1)$$

unde:

N este numărul de laturi cu rol funcţional ce intră în structura mecanismului, $N = 4$;

M — gradul de mobilitate al mecanismului, $M = 1$;

q — numărul elementelor conduse, $q = 1$;

$\overline{P}_{01}$ — numărul de poziţii relative asociate care se obţin din P_{01} prin rotunjire la numărul întreg imediat inferior, $\overline{P}_{01} = 2$.

Din relaţia (1) rezultă $P^*_0 = 1$. Deci sinteza mecanismului cu patină oscilantă se va face pe baza cunoaşterii a trei poziţii relative asociate, din care două se caracterizează şi prin cunoaşterea funcţiilor de transmitere de ordinul întîi.

Introducîndu-se lungimile relative ale elementelor mecanismului, rezultă:

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{l_3}; \; \lambda_2 = \frac{l_2}{l_3}; \; \lambda_4 = \frac{l_4}{l_3};$$

$$\lambda_{31} = \frac{l_{31}}{l_3}; \; \lambda_{32} = \frac{l_{32}}{l_3}$$

unde l_3 reprezintă lungimea segmentului BC în poziţie iniţială, iar l_{31} şi l_{32} alungirea elementului 3 faţă de poziţia iniţială.

Ecuaţia de închidere a conturului mecanismului se va scrie considerînd ca axă reală a planului complex poziţia iniţială a elementului 3 şi aplicînd principiul suprapunerii mişcărilor. Unghiurile care se măsoară în sens trigonometric vor fi considerate pozitive, iar celelalte, negative.

Considerînd poziţia iniţială fără cunoaşterea funcţiei de transmitere de ordinul întîi, din

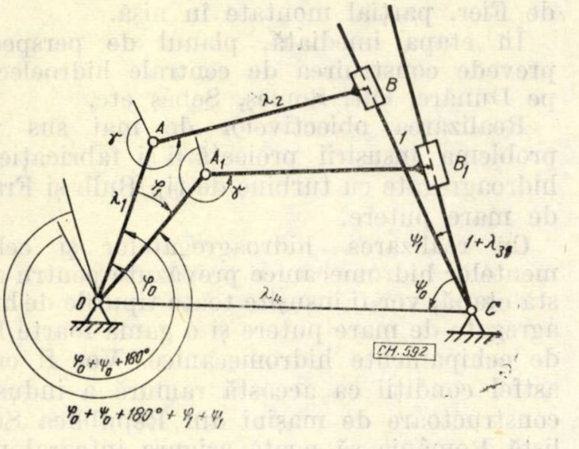


Fig. 1

condiţia de închidere a conturului OABCO se obţine:

$$\left.\begin{aligned}
&\lambda_4 e^{i\psi_0} + \lambda_1 e^{i(\psi_0+\varphi_0+180°)} + \lambda_2 e^{i\gamma} = 1,\\
&\lambda_4 e^{i(\psi_0+\psi_1)} + \lambda_1 e^{i(\psi_0+\varphi_0+180°+\psi_1-\varphi_1)} +\\
&\quad + \lambda_2 e^{i\gamma} = 1 + \lambda_{31},\\
&\lambda_4 e^{i(\psi_0+\psi_2)} + \lambda_1 e^{i(\psi_0+\varphi_0+180°+\psi_2-\varphi_2)} +\\
&\quad + \lambda_2 e^{i\gamma} = 1 + \lambda_{32}.
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Derivînd ultimele două relaţii în raport cu φ se obţine:

$$\begin{aligned}
&i\lambda_4\cdot\dot{R}_1\cdot e^{i(\psi_0+\psi_1)} + i\lambda_1\cdot(\dot{R}_1 -\\
&\quad - 1)\, e^{i(\psi_0+\varphi_0+180°+\psi_1-\varphi_1)} = \dot{T}_{31}, \qquad (2)\\
&i\lambda_4\cdot\dot{R}_2\cdot e^{i(\psi_0+\psi_2)} + i\lambda_1(\dot{R}_2 -\\
&\quad - 1)\, e^{i(\psi_0+\varphi_0+180°+\psi_2-\varphi_2)} = \dot{T}_{32},
\end{aligned}$$

unde $\dot{R}_1$ şi $\dot{R}_2$ sînt funcţiile de transmitere de ordinul întîi ale elementului 3, care caracterizează mişcarea de rotaţie respectivă; aceste funcţii sînt cunoscute, $\dot{T}_{31}$ şi $\dot{T}_{32}$ sînt funcţiie de transmitere de ordinul întîi ale elementului 3, funcţii ce caracterizează mişcarea relativă a elementului 2 faţă de elementul 3; aceste funcţii nu se cunosc.

Reunind ecuaţiile (1) cu (2) se obţine sistemul:

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{\lambda}_4 + \bar{\lambda}_1 + \bar{\lambda}_2 = 1,\\
&\bar{\lambda}_4 e^{i\psi_1} + \bar{\lambda}_1 e^{i(\psi_1\varphi_1)} + \bar{\lambda}_2 = 1 + \lambda_{31},\\
&\bar{\lambda}_4 e^{i\psi_2} + \bar{\lambda}_1 e^{i(\psi_2-\varphi_2)} + \lambda_2 = 1 + \lambda_{32},\\
&\bar{\lambda}_4 i\dot{R}_1 e^{i\psi_1} + \bar{\lambda}_1 i(\dot{R}_1-1)\, e^{i(\psi_1-\varphi_1)} = \dot{T}_{31},\\
&\bar{\lambda}_4 i\dot{R}_2 e^{i\psi_2} + \bar{\lambda}_1 i(\dot{R}_2-1)\, e^{i(\psi_2-\varphi_2)} = \dot{T}_{32}.
\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Din primele trei ecuaţii ale sistemului (3) rezultă:

$$\bar{\lambda}_4 = \frac{\bar{d}_4}{\bar{d}};\ \bar{\lambda}_1 = \frac{d_1}{\bar{d}};\ \bar{\lambda}_2 = \frac{\bar{d}_2}{\bar{d}}; \qquad (4)$$

unde:

$$\bar{d} = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1\\ e^{i\psi_1} & e^{i(\psi_1-\varphi_1)} & 1\\ e^{i\psi_2} & e^{i(\psi_2-\varphi_2)} & 1 \end{vmatrix},$$

$$\bar{d}_4 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1\\ 1+\lambda_{31} & e^{i(\psi_1-\varphi_1)} & 1\\ 1+\lambda_{32} & e^{i(\psi_2-\varphi_2)} & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1\\ \lambda_{31} & e^{i(\psi_1-\psi_1)} & 1\\ \lambda_{32} & e^{i(\psi_2-\varphi_2)} & 1 \end{vmatrix},$$

$$\bar{d}_1 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1\\ e^{i\psi_1} & 1+\lambda_{31} & 1\\ e^{i\psi_2} & 1+\lambda_{32} & 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 1\\ e^{i\psi_1} & \lambda_{31} & 1\\ e^{i\psi_2} & \lambda_{32} & 1 \end{vmatrix}, \qquad (5)$$

$$\bar{d}_2 = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1\\ e^{i\psi_1} & e^{i(\psi_1-\varphi_1)} & 1+\lambda_{31}\\ e^{i\psi_2} & e^{i(\psi_2-\varphi_2)} & 1+\lambda_{32} \end{vmatrix}.$$

Înlocuind expresiile (4) în ultimele două ecuaţii ale sistemului (3) se obţine:

$$\begin{aligned}
&i\dot{R}_1\bar{d}_4 e^{i\psi_1} + i(\dot{R}_1-1)\bar{d}_1 e^{i(\psi_1-\varphi_1)} = \bar{d}\dot{T}_{31},\\
&i\dot{R}_2\bar{d}_4 e^{i\psi_2} + i(\dot{R}_2-1)\bar{d}_1 e^{i(\psi_2-\varphi_2)} = \bar{d}\dot{T}_{32}.
\end{aligned} \qquad (6)$$

Cu expresiile (5) sistemul (6) devine:

$$\begin{aligned}
&i\dot{R}_1[\lambda_{32} + \lambda_{31} e^{i(\psi_2-\varphi_2)} - \lambda_{32} e^{i(\psi_1-\varphi_1)} - \lambda_{31}]\, e^{i\psi_1} +\\
&\quad + i(\dot{R}_1 - 1)(\lambda_{31} + \lambda_{32} e^{i\psi_1} - \lambda_{31} e^{i\psi_2} -\\
&\quad - \lambda_{32})\, e^{i(\psi_1-\varphi_1)} = \dot{T}_{31}[e^{i(\psi_1-\varphi_1)} + e^{i(\psi_2-\varphi_2+\psi_1)} +\\
&\quad + e^{i\psi_2} - e^{i(\psi_1-\varphi_1+\psi_2)} - e^{i(\psi_2-\varphi_2)} - e^{i\psi_1}], \qquad (7)\\
&i\dot{R}_2[\lambda_{32} + \lambda_{31} e^{i(\psi_2-\varphi_2)} - \lambda_{32} e^{i(\psi_1-\varphi_1)} - \lambda_{31}]\, e^{i\psi_2} +\\
&\quad + i(\dot{R}_2 - 1)(\lambda_{31} + \lambda_{32} e^{i\psi_1} - \lambda_{31} e^{i\psi_2} -\\
&\quad - \lambda_{32})\, e^{i(\psi_2-\varphi_2)} = \dot{T}_{32}[e^{i(\psi_1-\varphi_1)} + e^{i(\psi_2-\varphi_2+\psi_1)} +\\
&\quad + e^{i\psi_2} - e^{i(\psi_1-\varphi_1+\psi_2)} - e^{i(\psi_2-\varphi_2)} - e^{i\psi_1}].
\end{aligned}$$

Din sistemul (7) de două ecuaţii complexe se obţine un sistem de patru ecuaţii obişnuite cu necunoscutele λ_{31}, λ_{32}, $\dot{T}_{31}$; $\dot{T}_{32}$:

$$\begin{aligned}
&\lambda_{31}[\dot{R}_1\cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \dot{R}_1\cos\psi_1 +\\
&\quad + (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1) - (\dot{R} -\\
&\quad - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2)] + \lambda_{32}\dot{R}_1\cos\psi_1 -\\
&\quad - \dot{R}_1\cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_1) + (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 -\\
&\quad - \varphi_1 + \psi_1) - (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1)] +\\
&\quad + \dot{T}_{31}[\sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2) + \sin(\psi_2 - \varphi_2) +\\
&\quad + \sin\psi_1 - \sin(\psi_1 - \varphi_1) - \sin(\psi_2 - \varphi_2 +\\
&\quad + \psi_1) - \sin\psi_2] = 0,
\end{aligned}$$

$$\begin{gathered}
\lambda_{31}\,[\dot{R}_1 \sin(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \dot{R}_1 \sin\psi_1 + \\
+ (\dot{R}_1 - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1) - (\dot{R}_1 - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_2)] + \lambda_{32}\,[\dot{R}_1 \sin\psi_1 - \dot{R}_1 \sin(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_1) + (\dot{R}_1 - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_1) - \\
- (\dot{R} - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1) + \dot{T}_{31}[\cos(\psi_1 - \varphi_1) + \\
+ \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) + \cos\psi_2 - \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_2) - \cos(\psi_2 - \varphi_2) - \cos\psi_1] = 0,
\end{gathered} \tag{8}$$

$$\begin{gathered}
\lambda_{31}\,[\dot{R}_2 \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_2) - \dot{R}_2 \cos\psi_2 + \\
+ (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_2 - \varphi_2) - (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_2 - \\
- \varphi_2 + \psi_2)] + \lambda_{32}\,[\dot{R}_2 \cos\psi_2 - \dot{R}_2 \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_2) + (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_1 + \psi_2 - \varphi_2) - \\
- (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_2 - \varphi_2)] + \dot{T}_{32}\,[\sin(\psi_1 - \\
- \varphi_1 + \psi_2) + \sin(\psi_2 - \varphi_2) + \sin\psi_1 - \\
- \sin(\psi_1 - \varphi_1) - \sin(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \sin\psi_2] = 0,
\end{gathered}$$

$$\begin{gathered}
\lambda_{31}\,[\dot{R}_2 \sin(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_2) - \dot{R}_2 \sin\psi_2 + \\
+ (R_2 - 1)\sin(\psi_2 - \varphi_2) - (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_2 - \\
- \varphi_2 + \psi_2)] + \lambda_{32}\,[\dot{R}_2 \sin\psi_2 - \dot{R}_2 \sin(\psi_1 - \\
- \varphi_1 + \psi_2) + (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_1 + \psi_2 - \varphi_2) - \\
- (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_2 - \varphi_2)] + \dot{T}_{32}\,[\cos(\psi_1 - \\
- \varphi_1) + \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) + \cos\psi_2 - \\
- \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2) - \cos(\varphi_2 - \psi_2) - \cos\psi_1] = 0.
\end{gathered}$$

Cu notaţiile :

$$\begin{gathered}
a_1 = \dot{R}_1 \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \dot{R}_1 \cos\psi_1 + \\
+ (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1) - \\
- (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2), \\
b_1 = \dot{R}_1 \cos\psi_1 + \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_1) - \\
- (\dot{R}_1 - 1)\cos(\psi_1 - \varphi_1), \\
c_1 = \sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2) + \sin(\psi_2 - \varphi_2) + \\
+ \sin\psi_1 - \sin(\psi_1 - \varphi_1) - \sin(\psi_2 - \\
- \varphi_2 + \psi_1) - \sin\psi_2, \\
a_2 = \dot{R}_1 \sin(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \dot{R}_1 \sin\psi_1 + \\
+ (\dot{R}_1 - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1) - (\dot{R}_1 - \\
- 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2), \\
b_2 = \dot{R}_1 \sin\psi_1 + \sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_1) - \\
- (\dot{R}_1 - 1)\sin(\psi_1 - \varphi_1), \qquad (9) \\
c_2 = \cos(\psi_1 - \varphi_1) + \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \\
+ \psi_1) + \cos\psi_2 - \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_2) - \cos(\psi_2 - \varphi_2) - \cos\psi_1, \\
a_3 = - \dot{R}_2 \cos\psi_2 + (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_2 - \\
- \varphi_2) - \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_2), \\
b_3 = \dot{R}_2 \cos\psi_2 - \dot{R}_2 \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \\
+ \psi_2) + (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_1 + \psi_2 + \\
+ \varphi_2) - (\dot{R}_2 - 1)\cos(\psi_2 - \varphi_2), \\
a_4 = - \dot{R}_2 \sin\psi_2 + (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_2 - \\
- \varphi_2) - \sin(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_2), \\
b_4 = \dot{R}_2 \sin\psi_2 - \dot{R}_2 \sin(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2) + \\
+ (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_1 + \psi_2 - \varphi_2) - \\
- (\dot{R}_2 - 1)\sin(\psi_2 - \varphi_2),
\end{gathered}$$

sistemul (8) apare sub forma :

$$\left.\begin{aligned}
a_1\,\lambda_{31} + b_1\,\lambda_{32} + c_1\,\dot{T}_{31} = 0 \\
a_2\,\lambda_{31} + b_2\,\lambda_{32} + c_2\,\dot{T}_{31} = 0 \\
a_3\,\lambda_{31} + b_3\,\lambda_{32} + c_1\,\dot{T}_{32} = 0 \\
a_4\,\lambda_{31} + b_4\,\lambda_{32} + c_2\,\dot{T}_{31} = 0
\end{aligned}\right\}. \tag{10}$$

Sistemul (10) admite soluţia banală :

$$\lambda_{31} = \lambda_{32} = \dot{T}_{31} = \dot{T}_{32} = 0. \tag{11}$$

Dacă :

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & 0 \\ a_3 & b_3 & 0 & c_1 \\ a_4 & b_4 & 0 & c_2 \end{vmatrix} = 0 \tag{12}$$

sau :

$$\begin{gathered}
\Delta = c_1^2\,(a_4\,b_2 - a_2\,b_4) + c_2^2\,(b_1\,a_3 - a_1\,b_3) + \\
+ c_1 c_2\,(a_1 b_4 + a_2 b_3 - b_1 a_4 - b_2 a_3) = 0,
\end{gathered}$$

atunci sistemul mai admite şi alte soluţii. În general, determinantul (12) nu se anulează, fapt ce permite să se tragă concluzia că datele iniţiale φ_1, φ_2, ψ_1, ψ_2, $\dot{R}_1$, $\dot{R}_2$ nu se pot alege arbitrar pentru ca mecanismul dorit să existe.

Aceste date trebuie alese de aşa natură încît determinantul (12) să se anuleze.

Cum alegerea datelor iniţiale este dictată de anumite cerinţe funcţionale, ele nu se pot modifica arbitrar, astfel ca (12) să se anuleze.

Tatonarea, în alegerea datelor iniţiale, astfel ca $\Delta = 0$ este greoaie ; de aceea, de multe ori, este mai avantajos să se impună toate datele iniţiale, mai puţin una, care să poată fi modificată astfel ca problema să posede soluţiile.

Se presupune că $\dot{R}_1$ nu este impus iniţial.

Se introduc notaţiile :

$$\begin{gathered}
a_1' = \cos(\psi_2 - \varphi_2 + \psi_1) - \cos\psi_1 + \\
+ \cos(\psi_1 - \varphi_1) - \cos(\psi_1 - \varphi_1 + \psi_2),
\end{gathered}$$

$$\begin{aligned}
a_1'' &= -\cos(\psi_1-\varphi_1)+\cos(\psi_1-\varphi_1+\psi_2),\\
b_1' &= \cos\psi_1-\cos(\psi_1-\varphi_1),\\
b_1'' &= \cos(\psi_1-\varphi_1+\psi_1)+\cos(\psi_1-\varphi_1), \qquad (13)\\
a_2' &= \sin(\psi_2-\varphi_2+\psi_1)-\sin\psi_1+\\
&\quad +\sin(\psi_1-\varphi_1)-\sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_2),\\
a_2'' &= \sin(\psi_1-\varphi_1)+\sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_2),\\
b_2' &= \sin\psi_1-\sin(\psi_1-\varphi_1),\\
b_2'' &= \sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_1)+\sin(\psi_1-\varphi_1).
\end{aligned}$$

Determinantul (12) devine:

$$\begin{aligned}
\Delta &= c_1^2[a_4(b_2'\dot{R}_1+b_2'')-b_4(a_2'\dot{R}_1+\\
&+a_2'')]+c_2^2[a_3(b_1'\dot{R}_1+b'')-b_3(a_1'\dot{R}_1+\\
&+a_1'')]+c_1c_2[b_4(a_1'\dot{R}_1+a_1'')+b_3(a_2'\dot{R}_1+\\
&+a_2'')-a_4(b_1'\dot{R}_1+b_1'')-a_3(b_2'\dot{R}_1+b_2'')]=0,
\end{aligned} \qquad (14)$$

putîndu-se scrie sub formă:

$$A\dot{R}_1+B=0, \qquad (15)$$

unde:

$$\begin{aligned}
A &= c_1^2(a_4b_2'-b_4a_2')+c_2^2(a_3b_1'-b_3a_1')+\\
&\quad +c_1c_2(b_4a'+b_3a_2'-a_4b_1'-a_3b_2'),\\
B &= c_1^2(a_4b_2''-b_4a_2'')+c_2^2(a_3b_1''-b_3a_1'')+\\
&\quad +c_1c_2(b_4a_1''+b_3a_2''-a_4b_1''-a_3b_2'').
\end{aligned}$$

Din forma (15) rezultă:

$$\dot{R}_1=-\frac{B}{A}. \qquad (16)$$

Dacă se impune, pe lîngă datele iniţiale φ_1, φ_2, ψ_1, ψ_2, $\dot{R}_2$, şi $\dot{R}_1$ dat de expresia (16), atunci determinantul (12) se anulează.

Deci practic, la sinteza mecanismului cu patină oscilantă pe baza funcţiilor de transmitere de ordinul zero şi întîi, se procedează astfel:

— cu datele iniţiale se determină din (9) coeficienţii a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2, a_3, b_3, a_4, b_4, cu care se calculează determinantul (12); — dacă $\Delta\neq 0$ atunci sistemul (10) admite doar soluţia (11) care nu corespunde mecanismelor;

— dacă $\Delta = 0$, atunci sistemul (10) admite pentru λ_{31}, λ_{32}, $\overline{T}_{31}$, $\overline{T}_{32}$ şi alte soluţii în afara celei banale de forma (11);

dacă rangul matricei:

$$M=\begin{pmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & 0\\ a_2 & b_2 & c_2 & 0\\ a_3 & b_3 & 0 & c_1\\ a_4 & b_4 & 0 & c_2 \end{pmatrix} \qquad (17)$$

este trei, atunci sistemul (10) admite o simplă infinitate de soluţii; dacă rangul este doi, există o dublă infinitate de soluţii.

Din această simplă sau dublă infinitate de soluţii, alegîndu-se convenabil una, respectiv două necunoscute, se determină celelalte trei, respectiv două necunoscute ale sistemului (10).

Cu aceste soluţii ale sistemului (10) din (4) se determină $\bar{\lambda}_4$, $\bar{\lambda}_1$, $\bar{\lambda}_2$, adică lungimile şi poziţiile iniţiale ale elementelor mecanismului şi astfel sinteza mecanismului cu cunoaşterea a trei poziţii relative asociate, din care în două poziţii se dau şi funcţiile de transmitere de ordinul întîi, este făcută.

Dacă cele două poziţii în care se dau şi funcţiile de transmitere de ordinul întîi trebuie să fie extreme, atunci se pune condiţia ca $\dot{R}_1 = \dot{R}_2 = 0$.

Cu această condiţie din expresiile (9) rezultă:

$$\begin{aligned}
a_1 &= -\cos(\psi_1-\varphi_1)+\cos(\psi_1-\varphi_1+\psi_2),\\
b_1 &= -\cos(\psi_1-\varphi_1+\psi_1)+\cos(\psi_1-\varphi_1),\\
c_1 &= \sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_2)+\sin(\psi_2-\varphi_2)+\\
&\quad +\sin\psi_1-\sin(\psi_1-\varphi_1)-\sin(\psi_2-\\
&\quad -\varphi_2+\psi_1)-\sin\psi_2,\\
a_2 &= -\sin(\psi_1-\varphi_1)+\sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_2),\\
b_2 &= \sin(\psi_1-\varphi_1+\psi_1)+\sin(\psi_1-\varphi_1), \qquad (18)\\
c_2 &= \cos(\psi_1-\varphi_1)+\cos(\psi_2-\varphi_2+\psi_1)+\\
&\quad +\cos\psi_2-\cos(\psi_1-\varphi_1+\psi_2)-\\
&\quad -\cos(\psi_2-\varphi_2)-\cos\psi_1,\\
a_3 &= -\cos(\psi_2-\varphi_2)-\cos(\psi_2-\varphi_2+\psi_2),\\
b_3 &= -\cos(\psi_1+\psi_2-\varphi_2)+\cos(\psi_2-\varphi_2),\\
a_4 &= -\sin(\psi_2-\varphi_2)-\sin(\psi_2-\varphi_2+\psi_2),\\
b_4 &= -\sin(\psi_1+\psi_2-\varphi_2)+\sin(\psi_2-\varphi_2).
\end{aligned}$$

Introducînd aceste expresii în (12) se poate constata dacă cele două poziţii relative asociate pot exista sau nu, după cum $\Delta = 0$ sau $\Delta \neq 0$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *V. Handra Luca*: Asupra sintezei mecanismelor pe baza funcţiilor de transmitere. În: Bul. Ştiinţific al Institutului politehnic din Cluj, nr. 11_2, 1968.

[2] *I.I. Artobolevski., N.I. Leviţki* şi *S.A. Cercudinov*: Sintez ploschih mehanizmov, Fizmatchiz, 1959.

CZ 669.715.018.8

Influența stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilității lor

Ing. Mircea MANOLACHE – conferențiar, Institutul politehnic – Galați
Ing. Elena DRUGESCU – șef de lucrări, Institutul politehnic – Galați
Chim. Olga MITOȘERIU – asistent, Institutul politehnic – Galați

Starea de livrare a laminatelor pe bază de aluminiu, concretizată prin cîteva grade de „tărie”, care se obțin prin tratamente mecanice sau termice de nivel diferit, are o influență indiscutabilă asupra comportării la coroziune. La bază stă dezechilibrul termodinamic provocat în măsură mai mică sau mai mare pentru obținerea gradațiilor (moale, semitare și tare, eventual și nivelurile intermediare), fapt care duce spre susceptibilități la coroziune variate. Deși se pare că această susceptibilitate trebuie să crească relativ proporțional cu gradul de tărie, se va vedea mai departe că, cel puțin pentru materialele pe bază de aluminiu, studiate în lucrarea de față, nu există o asemenea regulă, susceptibilitatea la coroziune depinzînd de un complex de factori în cadrul căruia tratamentul mecanic sau termic poate avea influențe specifice diferite de la aliaj la aliaj și de la un grad la altul de tărie.

Deși s-au făcut unele studii referite în mod succint, dar lămuritor, în manualul de coroziune al lui Uhlig [1], studii sistematice cu privire la influența stării reale de livrare asupra corodabilității aliajelor de aluminiu nu au fost făcute decît în măsură foarte restrînsă.

Astfel, în lucrări ca „Efectul prelucrării la rece asupra microstructurii și a rezistenței la coroziune ...” a lui Brenner și Metcalfe [2], s-a luat în studiu problema pusă pentru unele aliaje elaborate în condiții speciale și pregătite într-o gamă de tării anume aleasă pentru experimentare.

În cadrul lucrării de față s-a cercetat influența stărilor de livrare industriale asupra comportării la coroziune a aliajelor de aluminiu laminate sub formă de table, destinate instalațiilor sau construcțiilor care lucrează în medii umede (navale, portuare, din industrii etc.).

Materialele experimentate. Obiectul cercetării l-au format: aliaje AlMgSi; aliaje cu Mg (AlMg3); aluminiu tehnic (Al 99,5) care se livrează în trei stări (moale, semitare și tare).

Aceste stări sînt obținute prin ecruisare sau tratamente termice, așa cum se arată în tabela 1.

Pentru a se înlătura factorii întîmplători, toate probele pentru fiecare aliaj s-au luat din aceeași șarjă de laminare și pentru fiecare stare de livrare din aceeași foaie de tablă. Probele au fost tăiate sub formă dreptunghiulară, de dimensiunile 250 × 100 mm, cu lungimea pe direcția laminării. Grosimile, proprietățile mecanice, ca și compozițiile chimice sînt prezentate în tabela 2.

Dimensiunile plăcilor au fost alese astfel ca din fiecare să se poată obține cîte trei probe normale pentru încercări mecanice. S-a căutat să se respecte indicațiile ca raportul dintre suprafețele și masele probelor să fie cît mai mare, iar cel dintre suprafețele marginilor și suprafețele totale, cît mai mic [1], [3].

După tăiere la foarfeca mecanică, marginile probelor au fost prelucrate prin așchiere pentru îndepărtarea stratului de metal deformat. Curățarea suprafețelor a fost făcută cu hîrtie metalografică (ultima fiind de granulație 3/0), căutîndu-se ca, pe lîngă stratul de oxid, să se elimine, pe cît posibil, defectele de suprafață. După curățare și spălare cu alcool tehnic probele au fost imediat cîntărite și depozitate

Tabela 1

Tipul aliajului	Stările de livrare		
	Moale	Semitare	Tare
AlMgSi	Recoacere după laminare	Călire la 530–550 °C, 30 min și răcire în apă, urmată de îmbătrînire la 140–145°C timp de 8 ore	Prin călire la 530–550°C, 30 min și răcire în apă, urmată de îmbătrînire la 155–160°C timp de 8 ore
AlMg3	Recoacere după laminare	Reducere la rece în proporție de 35 %	Reducere la rece în proporție de 45 %
Al 99,5	Recoacere după laminare	Reducere la rece în proporție de 40–45 %	Reducere la rece în proporție de 70–75 %

Tabela 2

Aliajul	Starea de livrare	Grosimea, mm	Proprietăţi mecanice		Compoziţia chimică, %						
			σ_r kgf/mm²	δ%	Mg	Si	Fe	Cu	Zn	Mn	Al
AlMgSi	moale	1,80	16,6	15,0	0,97	0,99	0,49	urme	urme	0,07	rest
	semitare	1,20	18,0	3,9							
	tare	1,80	21,0	4,5							
AlMg3	moale	1,14	18,1	18,1	2,50	0,45	0,48	urme	urme	0,008	rest
	semitare	0,70	23,7	4,0							
	tare	0,60	25,0	3,0							
Al 99,5	moale	1,06	8,0	25,0	0,06	0,24	0,46	urme	urme	0,03	rest
	semitare	1,06	12,0	9,3							
	tare	0,83	14,0	2,8							

într-un exsicator pînă la efectuarea încercărilor de coroziune.

Condiţiile de experimentare. Soluţia apoasă cu circa 3% NaCl este larg utilizată [1], [3], [4], [5] pentru încercările aliajelor de aluminiu la coroziune în laborator şi adeseori i se măreşte agresivitatea cu adaosuri mici de H_2O_2 [1], [3], [5], sau cu adaos de 1—1,2% HCl [1], [2], [3]. Pentru lucrarea de faţă s-a folosit soluţia cu 3% NaCl şi cu 1,2% HCl, cu un pH de circa 1, care a fost împrospătată la fiecare 24 ore.

Pentru obţinerea unui număr mai mare de informaţii într-un timp scurt, s-a recurs la metoda de imersionare alternată prin cufundarea periodică a probelor în poziţie orizontală, care s-a dovedit a fi mult mai favorabilă decît poziţia verticală, poziţie care produce diferenţe de coroziune pe înălţimea probelor.

Parametrii încercării au fost:

— ciclu de 30 min (imersie şi emersie cîte 15 min);

— temperatura de lucru 30 ± 1°C;

— durata încercării 144 ore (6 zile), cu prelevarea probelor la fiecare 24 ore;

— în fiecare baie s-au încercat două probe din acelaşi material şi în aceeaşi stare (toate încercările s-au efectuat în duplicat);

— umiditatea relativă a aerului din încăpere, circa 25%;

— volumul de soluţie pe unitatea de suprafaţă a probei, 8 cm³/cm².

În general, parametrii încercării au fost aleşi după indicaţiile din manualul de coroziune al lui Uhlig [1].

Instalaţia folosită pentru efectuarea încercării prin imersionare alternată este arătată în figura 1.

În paralel cu aceste încercări, s-a aplicat şi metoda de determinare a vitezei de coroziune prin măsurarea cantităţii de hidrogen degajat [6]. Încercarea a fost efectuată pe probe de 50 × 25 mm suprafaţă, şlefuite cu hîrtie metalografică, imersionate tot în soluţie cu 3% NaCl şi 1,2% HCl, parametrii fiind: raportul dintre volumul soluţiei şi suprafaţa probei circa 120 cm³/cm²; temperatura de lucru 30 ± 1°C; durata încercării 60 ore; fiecare probă a fost expusă separat în cîte un vas; soluţia a fost împrospătată la fiecare 24 ore.

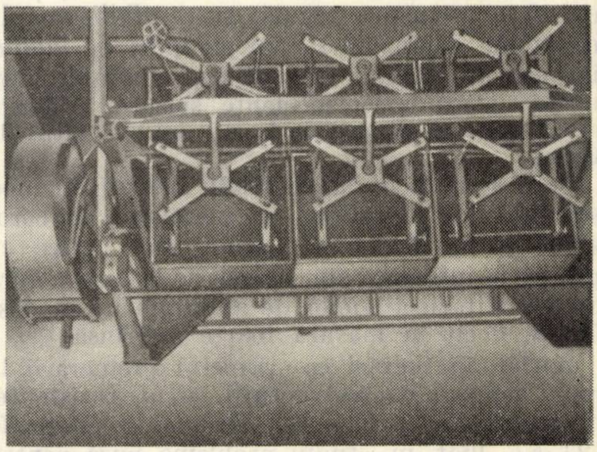


Fig. 1

Instalaţia folosită pentru efectuarea acestei încercări este prezentată în figura 2.

Rezultatele încercărilor. După prelevare, toate probele au fost curăţate imediat prin spălare cu apă curgătoare, apoi cu soluţie concentrată de acid azotic şi, în final, cu şuvoi de apă rece. După spălare, probele au fost cîntărite, apoi li s-au determinat potenţialele în raport cu un electrod de comparaţie din calomel şi, în final, au fost supuse prelucrării pentru decuparea epruvetelor necesare încercărilor mecanice la întindere şi pentru studiu la microscop.

În figura 3 sînt prezentate grafic variaţiile pierderilor medii de greutate.

Din examinarea diagramelor rezultă următoarele :

— la nici unul dintre aliajele studiate nu se întîlneşte ordinea aşteptată, anume ca materialul de calitate moale să prezinte pierderea cea mai redusă de greutate, materialul semitare să prezinte o situaţie mijlocie, iar cel livrat tare să prezinte pierderea cea mai mare ;

— la aliajul AlMgSi calităţile moale şi tare prezintă o aceeaşi tendinţă accentuată spre coroziune, de circa 1 100 g/m² după o expunere de 144 ore, în timp ce calitatea semitare prezintă această tendinţă numai la jumătate, adică o pierdere de 540 g/m², după aceeaşi expunere ;

— aliajele AlMg3 şi Al 99,5 prezintă pierderi specifice de greutate mult mai reduse decît AlMgSi, pierderile cele mai mari rămînînd sub 500 g/m², la o expunere de 144 ore ;

— la aliajul AlMg3 calitatea tare prezintă cea mai ridicată tendinţă spre coroziune, la care pierderea de greutate este cu circa 30% mai mare decît la stările de livrare moale şi semitare, între care există o diferenţă foarte mică, pierderea cea mai mică de greutate prezentînd-o calitatea semitare ;

— la aluminiul tehnic (Al 99,5) ordinea este total răsturnată ; astfel, cea mai mare pierdere de greutate o prezintă starea moale, de 470 g/m² urmată de starea semitare cu o pierdere de 385 g/m² şi apoi de starea tare cu 250 g/m² pierdere (adică numai 53% din pierderea constatată la aluminiul moale), la expunerile de 144 ore.

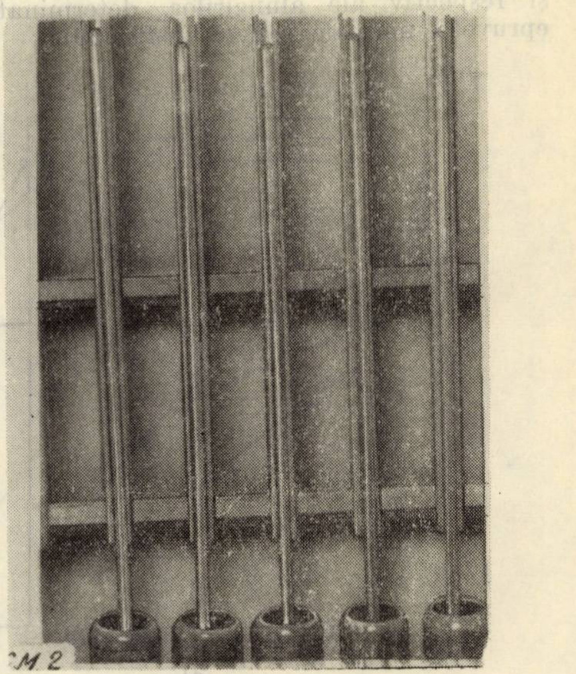


Fig. 2

Apreciind după pierderea specifică de greutate s-ar putea trage concluzia că cele mai rezistente la cooroziune sînt AlMgSi semitare, AlMg3 semitare şi Al 99,5 tare şi că cel mai periculos de utilizat în medii agresive sînt AlMgSi calităţile moale şi tare.

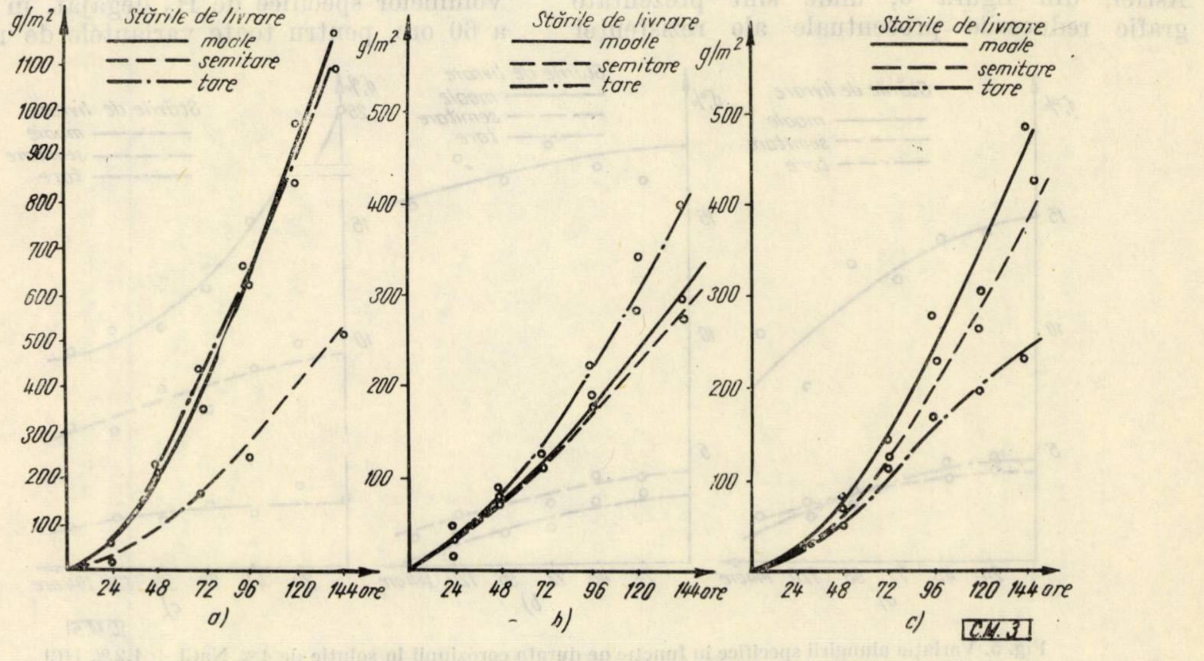


Fig. 3. Variaţia pierderii greutăţii specifice în funcţie de durata coroziunii în soluţie de 3% NaCl + 1,2% HCl. (*a)* AlMgSi, *b)* AlMg^3, *c)* Al 99,5)

În figurile 4 şi 5 sînt prezentate graficele variaţiilor rezistenţelor de rupere la întindere şi respectiv ale alungirilor, determinate pe epruvete normale (STAS 2649—59).

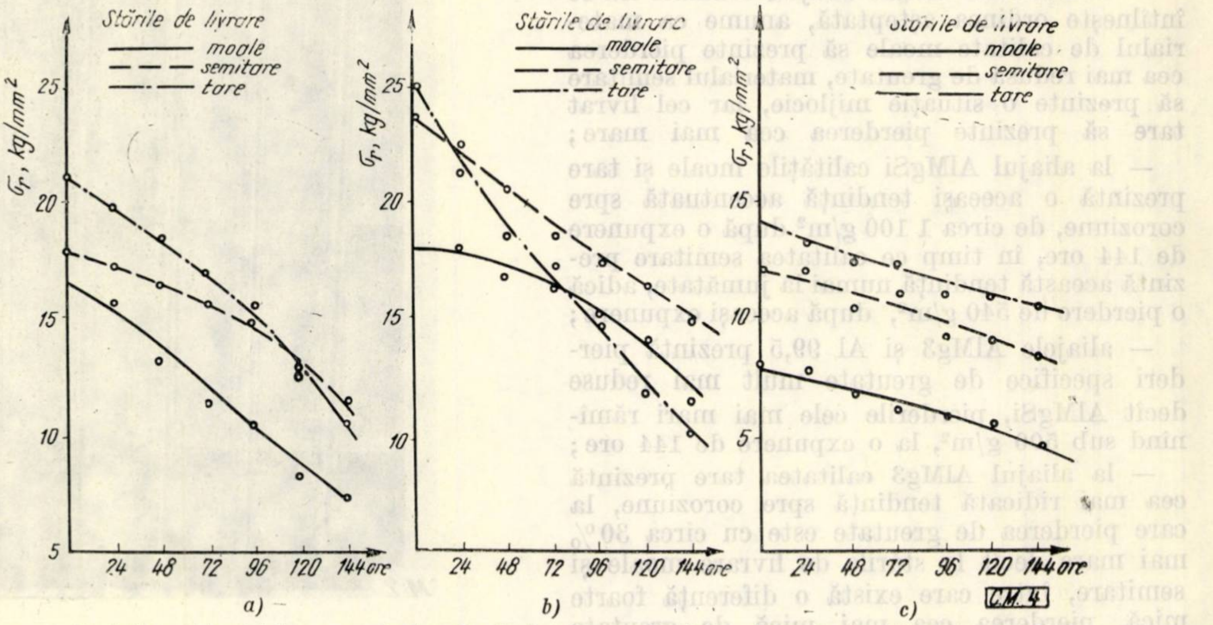


Fig. 4. Variaţia rezistenţei la rupere în funcţie de durata coroziunii în soluţie de 3% NaCl + 1,2% HCl. (a) AlMgSi, b) AlMg3, c) Al 99,5).

Examinarea diagramelor permite să se observe că există destulă concordanţă cu cele constatate la influenţa stărilor de livrare asupra pierderilor de greutate datorită coroziunii. Astfel, din figura 6, unde sînt prezentate grafic reducerile procentuale ale rezistenţei de rupere la întindere, se observă că cele mai mici pierderi le prezintă respectiv AlMgSi semitare, AlMg3 moale şi Al 99,5 tare, iar cele mai ridicate pierderi AlMgSi moale şi tare, precum şi AlMg3 tare. În aceste ultime cazuri, pierderile rezistenţei de rupere la întindere, după 144 ore de coroziune, s-au ridicat la valori cuprinse între 50 şi 60% din valorile rezistenţelor aceloraşi materiale necorodate.

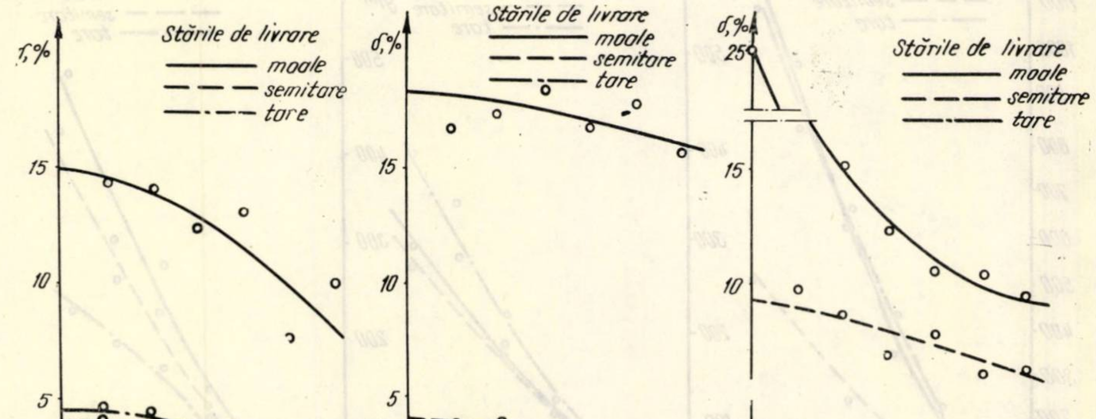


Fig. 5. Variaţia alungirii specifice în funcţie de durata coroziunii în soluţie de 4% NaCl + 1,2% HCl. (a) AlMgSi, b) Al Mg3, c) Al 99,5).

În cazul aluminiului tehnic (Al 99,5) se constată aceeaşi inversare a ordinei constatată la variaţia pierderilor de greutate.

În figura 7 sînt prezentate grafic variaţiile volumelor specifice de H_2 degajat, în decursul a 60 ore, pentru toate variantele de materiale studiate. Şi de data aceasta se constată aceleaşi aspecte mai deosebite, mai ales dacă se face comparaţie cu variaţiile pierderilor medii de greutate prin coroziune. Anume, la aliajul AlMgSi se evidenţiază o viteză de coroziune de circa opt ori mai mare decît în cazul celorlalte două aliaje, cel puţin pentru starea moale.

Şi de această dată se pare că cele mai rezistente la coroziune sînt : pentru AlMgSi, calitatea semitare (care a prezentat o degajare de circa patru ori mai redusă decît calităţile moale şi tare), pentru AlMg3, tot calitate semitare (care a dat o degajare cu circa 35% mai redusă decît calităţile moale şi tare) şi pentru Al 99,5, calitatea tare (care a dat o degajare tot cu circa 33% mai redusă decît calităţile moale şi semitare după 60 de ore).

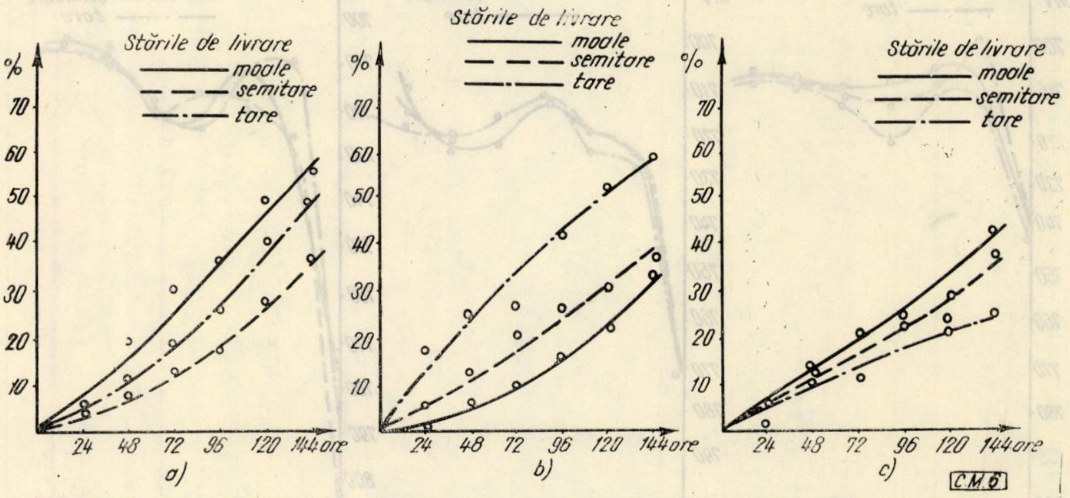


Fig. 6. Variaţia reducerii procentuale a rezistenţei de rupere la întindere ca urmare a coroziunii în soluţie de 3% NaCl + 1,2% HCl. (a) AlMgSi, b) AlMg3, c) Al 99,5)

La Al 99,5 cea mai puternică degajare de hidrogen o prezintă calitatea semitare (58 cm³/cm²), dar foarte aproape de calitatea moale (50 cm³/cm²) după 60 ore, încît nu poate fi vorba de un contrast semnificativ în raport cu situaţia constatată la variaţia pierderilor specifice de greutate sau la variaţia pierderilor de rezistenţă mecanică.

În toate cazurile, dar cu deosebire la AlMg3 şi Al 99,5, se observă o creştere exponenţială a degajărilor de hidrogen în primele 24 ore, după care urmează variaţii logaritmice sau parabolice, vădind tendinţă de diminuare a vitezei de coroziune. Fenomenul din primele 24 ore este în corelaţie cu variaţiile potenţialelor de electrod şi poate fi pus pe seama consumării stratului superficial amorf provocat de şlefuirea cu hîrtie metalografică [7] şi a creşterii suprafeţei specifice. Fenomenul ulterior, de diminuare a vitezei de coroziune, este provocat, cel puţin în parte, de energia liberă ceva mai redusă spre mijlocul grosimii tablelor, unde grăunţii cristalini au suferit ceva mai puţin efectul de deformare.

În figura 8 sînt prezentate variaţiile potenţialelor de electrod ale materialelor studiate, funcţie de durata coroziunii.

Se observă că mai ales în primele 24 ore se produce sistematic o creştere care variază de la 30—40 mV pentru AlMgSi şi 50—60 mV pentru AlMg3, pînă la 70—90 mV pentru Al 99,5, iar variaţiile care urmează în continuare se menţin în limitele a 15—20 mV. Această creştere este direct legată de schimbările ce au loc la nivelul suprafeţelor probelor şi, în primul rînd, de îndepărtarea stratului superficial amorf, menţionat mai sus.

Deşi variaţiile care au loc după acest salt sînt greu de corelat cu variaţiile proprietăţilor analizate mai înainte, se poate observa, cu deosebită uşurinţă, o totală concordanţă mai ales cu variaţia volumului specific de hidrogen degajat ; materialele care au dat degajarea cea mai redusă de hidrogen ating, cel puţin în prima perioadă, potenţialele cele mai ridicate

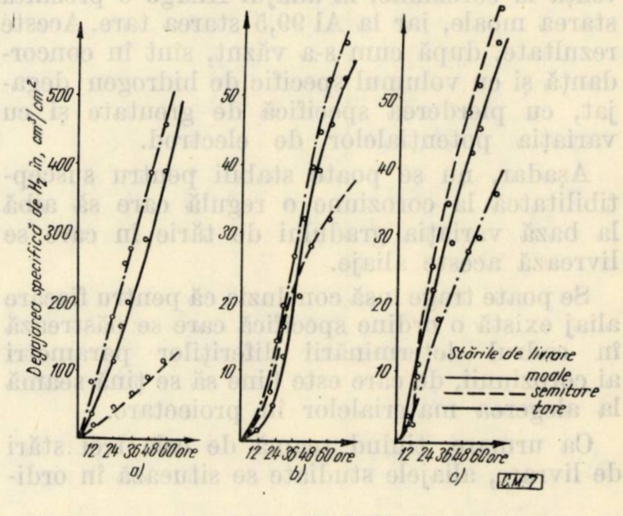


Fig. 7. Variaţia volumului specific de H_2 degajat în funcţie de durata coroziunii pentru aliajele : AlMgSi, AlMg3 şi Al 99,5.

(AlMgSi semitare, AlMg3 semitare şi Al 99,5 tare), iar cele care au dat degajarea cea mai ridicată de hidrogen ating potenţialele cele mai puţin ridicate (AlMgSi tare, AlMg3 tare şi Al 99,5 semitare).

nea următoare, din punctul de vedere al susceptibilităţii la coroziune (în ordine descrescătoare): AlMgSi moale-tare-semitare; AlMg3 tare-semitare-moale; Al 99,5 moale-semitare-tare.

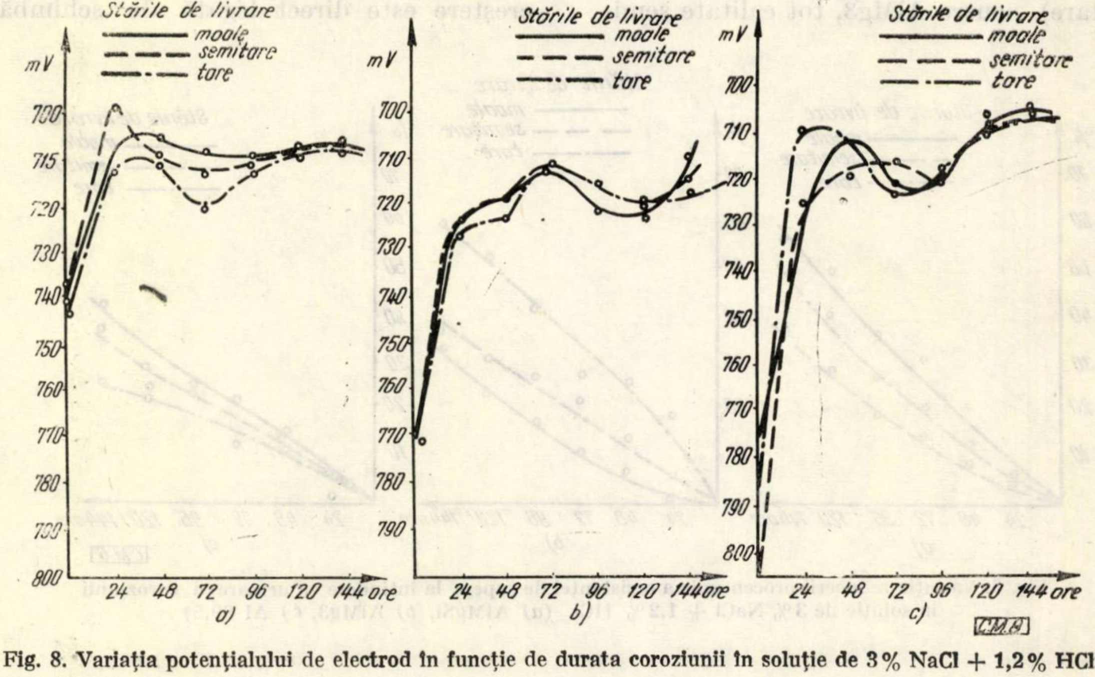


Fig. 8. Variaţia potenţialului de electrod în funcţie de durata coroziunii în soluţie de 3% NaCl + 1,2% HCl.

Concluzii. Prima şi cea mai importantă concluzie este aceea că ipoteza creşterii susceptibilităţii la coroziune a aliajelor de aluminiu pe măsura durificării lor nu este general valabilă. Astfel, în timp ce la aliajul AlMgSi starea semitare prezintă cea mai bună rezistenţă la coroziune, la aliajul AlMg3 o prezintă starea moale, iar la Al 99,5 starea tare. Aceste rezultate, după cum s-a văzut, sînt în concordanţă şi cu volumul specific de hidrogen degajat, cu pierderea specifică de greutate şi cu variaţia potenţialelor de electrod.

Aşadar, nu se poate stabili pentru susceptibilitatea la coroziune o regulă care să aibă la bază variaţia gradului de tărie în care se livrează aceste aliaje.

Se poate trage însă concluzia că pentru fiecare aliaj există o ordine specifică care se păstrează în cadrul determinării diferiţilor parametri ai coroziunii, de care este bine să se ţină seamă la alegerea materialelor în proiectare.

Ca urmare, ţinînd seamă de cele trei stări de livrare, aliajele studiate se situează în ordi-

Rezultatele prezentate sînt valabile pentru condiţiile în care au fost efectuate determinările sau pentru condiţii similare, în care factorii fizici şi chimici au aceleaşi efecte din punctul de vedere al coroziunii.

Pentru alte condiţii sau pentru alte aliaje de aluminiu sînt necesare cercetări corespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Uhlig, H. H.* Corrosion Handbook, Ed. John Wiley and Sons, Inc. London, 1963.

[2] *Brenner, P.* şi *Metcalfe, G.J.* Jour. of the Institute of Metals, 81, 1952—1953, p. 261—268.

[3] *Champion, F.A.* Corrosion Testing Procedures (Second Ed.) London. Chapman and Hall, 1964.

[4] *Liddiard, E.A.G.* şi *Whittaker, J.A.* Jour. of the Institute of Metals, 89, 1960—1961, p. 423—428.

[5] *Gruhl, W.* Zeitschrift für Metallkunde, 1963, nr. 2 (febr.), p. 86—91.

[6] x x x Încercări şi analize de metale. Bucureşti, Editura tehnică, 1965, p. 494.

[7] *Schumann, H.* Metalurgie fizică, Bucureşti, Editura tehnică, 1962, p. 19.

[8] *Livşiţ, B.G.* Metallografia. Moscova, Metallurghizdat, 1963.

CZ 621 : 621.791

megvalósítás hegesztett

Noi realizări ale tehnicii sudării în construcția de mașini

Dr. ing. Adolf MILLION – ICTCM – București
Ing. Adrian BUTAN – ICTCM – București

Avantajele calitative și economice ale sudării au impus această tehnică modernă ca o sursă de progres industrial, constituind în momentul de față unul dintre procedeele tehnologice importante folosite în domeniul construcțiilor metalice. Ritmul rapid de dezvoltare a industriei constructoare de mașini nu poate fi conceput fără o aplicare largă a tehnicii sudării și fără ridicarea gradului de mecanizare și automatizare a lucrărilor respective. Este semnificativ faptul că în ultimul deceniu, marcat de dezvoltarea rapidă a tuturor ramurilor industriei Republicii Socialiste România, volumul construcțiilor sudate a crescut de aproape trei ori, creșterea cea mai importantă înregistrîndu-se în special în perioada 1964–1968 (fig. 1).

Continua dezvoltare a aplicării sudării în construcția de mașini este demonstrată și de analiza gradului de tehnicitate al procedeelor utilizate. Aria de folosire a procedeelor moderne de sudare cu arc electric sub flux, în mediu de CO_2, în baie de zgură sau în mediu de gaze inerte, este din ce în ce mai întinsă. Aproape 25% din totalul construcțiilor sudate, realizate în 1968, au fost executate folosind aceste procedee, în timp ce în 1964 ponderea lor era de numai 11%.

Avîntul impetuos al industriei românești a necesitat folosirea pe scară tot mai largă a automatizării sudării. În anul 1968 în cele mai importante uzine constructoare de mașini din țară ca uzina Grivița roșie, Uzina de utilaj chimic – Ploiești, uzina Vulcan – București, Șantierele Navale Galați și Oltenița, uzina 23 August – București, etc., 30–35% din totalul metalului de adaos a fost depus prin sudare automată. Pe ansamblul industriei naționale gradul de mecanizare și automatizare în operațiile de sudare a atins, de asemenea, un nivel ridicat, fiind în 1968 de aproximativ 20%. Permanenta preocupare pentru dezvoltarea aplicării tehnicii sudării a permis să se realizeze în țară produse cu înalți parametri funcționali și cu un grad de tehnicitate ridicat, din care se dau, în continuare, numai cîteva exemple.

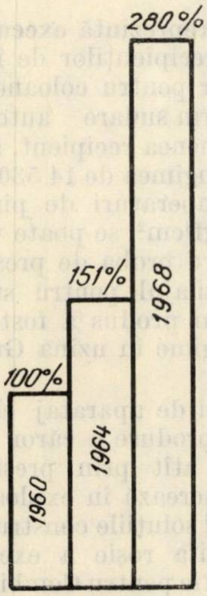


Fig. 1

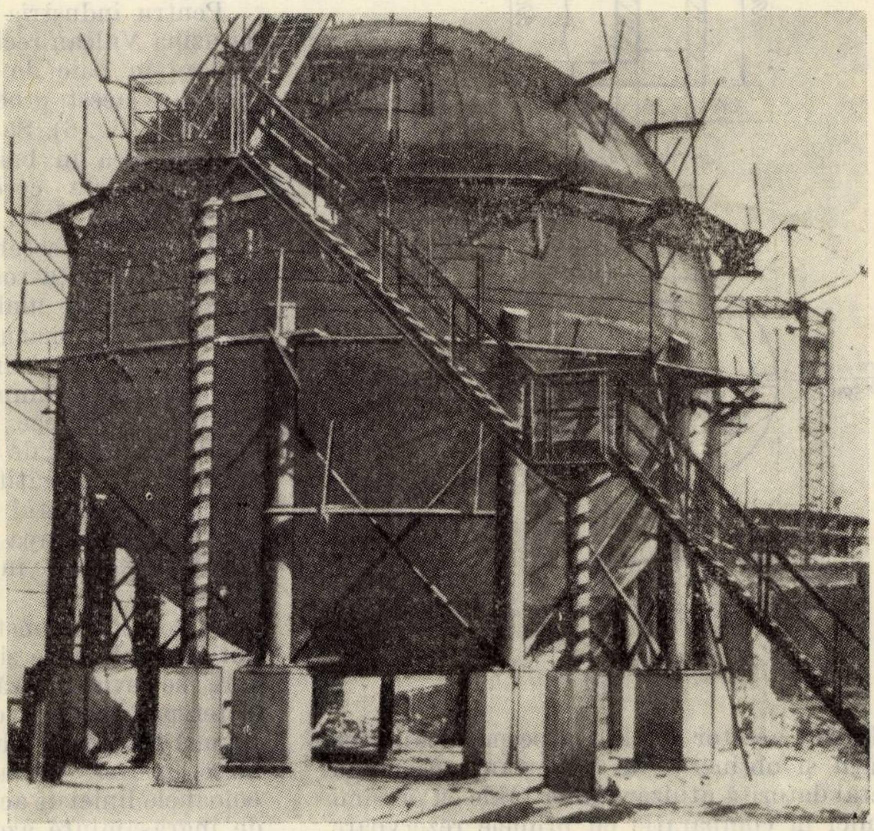


Fig. 2

Datorită asimilării pentru prima oară în țară a sudării oțelurilor cu granulație fină, cu limita de curgere ridicată și reziliență mare la $-40°C$, la uzina 23 August s-au construit rezervoare sferice de 1 000 m^3, pentru depozitat gaze comprimate sau lichefiate cu presiune pînă la 16 kgf/cm^2, instalate la combinatele chimice din Turnu-Măgurele, Craiova, Brazi, Pitești etc. (fig. 2).

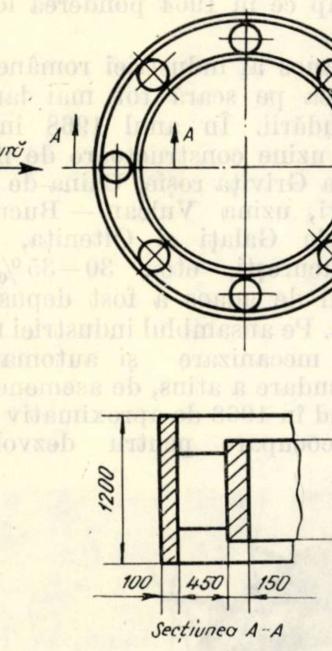


Fig. 3

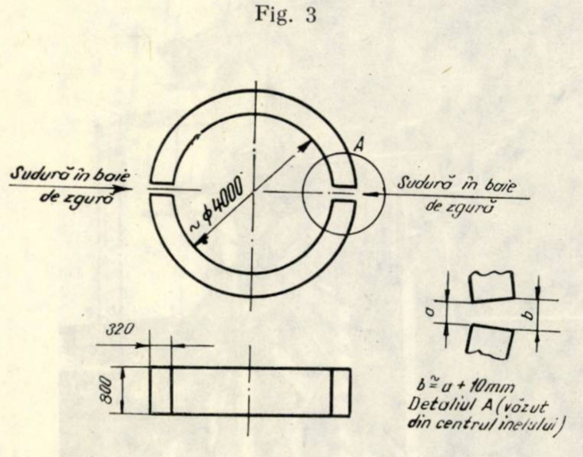


Fig. 4

Folosirea acestor oțeluri a permis reducerea greutății și obținerea de importante economii de metal datorită utilizării unor table cu grosimi mai mici în comparație cu primele rezervoare de acest fel. Ca urmare a unor tehnologii de sudare perfecționate nu a mai fost necesară efectuarea unui tratament termic după sudare. Pentru a aprecia aceste produse, din punct de vedere calitativ, este suficient să se arate că 40–50% din îmbinări au fost sudate automat sub flux. La execuția rezervoarelor s-au folosit procedee moderne de control ultrasonic și măsurări tensometrice.

În ultimii ani s-a extins sudarea electrică în baie de zgură a unor piese grele, cum ar fi spre exemplu inelele de rulare pentru cuptoarele de prăjire magnetizantă a minereului de fier (fig. 3) și inelele de rulare ale liniilor de ciment executate de uzina 23 August (fig. 4).

Se observă că secțiunile de îmbinare au dimensiuni de 1 200 × 100, 800 × 150 și 800 × 320 mm. Gabaritul mare al pieselor a pus probleme tehnologice deosebite. Pentru a preîntîmpina apariția unor deformații, respectiv obținerea unor piese cu abateri mari de la planeitate, pentru compensarea cărora ar fi fost necesare adaosuri mari de prelucrare, s-a recurs la soluții tehnologice ca cea indicată în detaliul A din figura 4. Cele două semipiese turnate au fost asamblate pentru sudare astfel încît rostul să aibă la partea inferioară valoarea a mai mică cu aproximativ 10 mm decît b la partea superioară. Tensiunile provocate de sudură s-au cumulat progresiv, deformînd întreaga piesă în așa fel încît în final s-a obținut o piesă similară uneia turnate dintr-o singură bucată.

Pentru industria petrochimică s-au fabricat la uzina Vulcan recipienți din tablă groasă prin sudare în baie de zgură (fig. 5), sau combinîndu-se acest procedeu cu sudarea automată sub flux (fig. 6). Se poate remarca că în primul caz sudarea în baie de zgură s-a aplicat atît la executarea cordoanelor longitudinale cît și a celor circulare.

O realizare deosebită o reprezintă executarea în uzina Grivița roșie a recipienților de înaltă presiune de tip multilayer pentru coloanele de sinteză a amoniacului, prin sudare automată sub strat de flux. Un asemenea recipient, avînd diametrul de 988 mm și lungimea de 14 530 mm, capabil să lucreze la temperaturi de pînă la 600°C și presiuni de 325 kgf/cm^2, se poate vedea în figura 7, pregătit pentru proba de presiune. Se remarcă faptul că utilajul pentru sudare folosit la realizarea acestui produs a fost conceput și executat în întregime în uzina Grivița roșie.

În domeniul construcției de aparataj chimic pot fi menționate și alte produse a căror realizare se evidențiază, nu atît prin presiunile și temperaturile la care lucrează în exploatare, cît mai ales prin oțelurile și soluțiile constructive alese. Astfel, uzina Grivița roșie a executat coloanele liniei de acid azotic pentru Combinatul de îngrășăminte azotoase din Tîrgu-Mureș din tablă de oțel inoxidabil de tip austenitic (17,5% Cr, 11/Ni, 0,05% C), cu grosimea de 12 mm, sudată automat sub strat de flux ceramic.

Pentru aparatajele destinate mediilor corosive s-a folosit și varianta executării lor din oțeluri obișnuite de tip OLK, placate cu Monel (65% Ni + 28% Cu), sau cu aliaj inoxidabil

X7 Cr Al 13 (0,08 % C, 13 % Cr, 0,20 % Al), sudarea celor mai multe dintre îmbinări făcîndu-se automat.

Executarea unor piese grele constituie, în unele cazuri, probleme deosebit de dificile, a căror rezolvare este mult simplificată prin aplicarea tehnicii sudării alumino-termice care prezintă avantaje ce au impus-o uneori chiar și față de sudarea în baie de zgură.

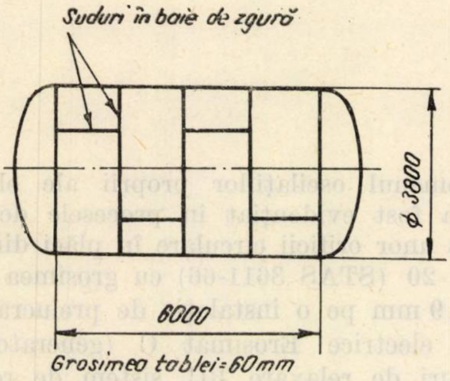


Fig. 5

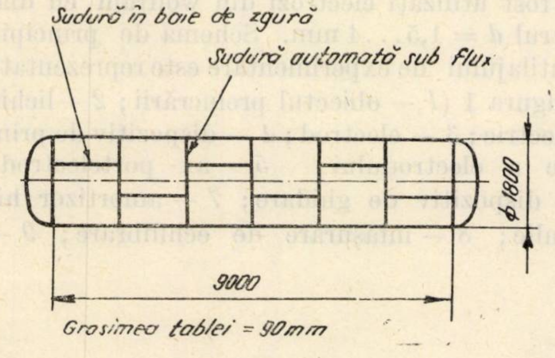


Fig. 6

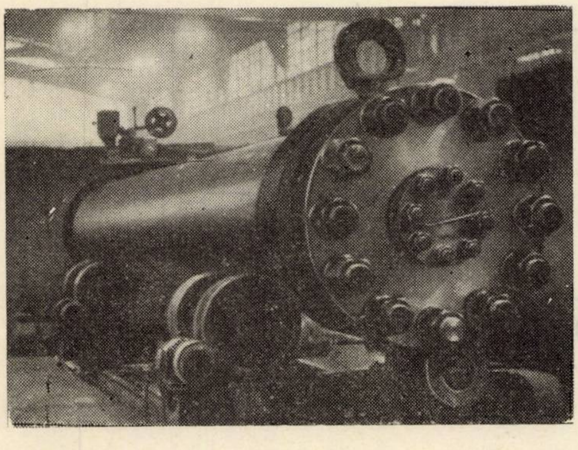


Fig. 7

Tehnica de principiu a acestui procedeu este cunoscută încă din primele decenii ale secolului, fiind folosită chiar de la început și în țara noastră pentru repararea arborilor motoarelor de mare putere sau la sudarea șinelor de tramvai.

Experiența acumulată în Republica Socialistă România în acest domeniu a permis în ultimii ani obținerea de rezultate remarcabile, cum ar fi sudarea unor arbori cotiți cu o greutate de peste 10 000 kg și un diametru de 310 mm.

Printre piesele mari sudate alumino-termic trebuie menționate și inelele de rulare pentru liniile de ciment fabricate la uzina 23 August, inele ale căror secțiuni de îmbinare au fost de 680 × 350 mm. În ultima perioadă, un colectiv al ICTCM, condus de prof. ing. V. Hossu și ing. N. Greavu, a sudat alumino-termic elemente experimentale ale unui arbore de turbină Kaplan, cu diametrul de 1 600 mm și grosimea peretelui de 200 mm. Printr-o tehnică combinată de topire alumino-termică și supraturnare, același colectiv a executat elemente experimentale pentru butucul rotor al turbinei cu secțiunea de îmbinare de 3,5m². Trebuie subliniat că această realizare reprezintă o premieră mondială, deoarece pînă în prezent nu s-a mai folosit acest procedeu pentru piese cu secțiuni atît de mari.

Sfera activității în domeniul dezvoltării aplicării sudării nu s-a limitat însă numai la latura tehnologică, ci s-a extins, cum era firesc la realizarea unor utilaje de sudare de concepție proprie, executate integral în țară.

Experiența acumulată de ani de zile s-a concretizat în proiectarea și construirea mai multor tipuri de automate și semiautomate, printre care se remarcă automatul de sudat sub flux tip AST-3 și semiautomatul de sudat în CO_2 tip SACO-1. Colaborarea specialiștilor din uzine cu institutele de cercetări a dus la realizarea unor utilaje robuste, la care s-au eliminat o serie de funcțiuni inutile și a căror montare-demontare este mult simplificată.

Specialiștii din țara noastră se ocupă intens de folosirea plasmei în tehnica sudării și tăierii metalelor. O remarcabilă realizare în acest domeniu a Centrului de cercetări tehnice din Timișoara, al Academiei Republicii Socialiste România o constituie instalația de tăiere cu jet de plasmă, al cărei generator de plasmă folosește aerul în locul unor gaze scumpe, fiind obiectul unei invenții recent medaliată la expoziția internațională de la Viena.

De mai mulți ani se cercetează folosirea plasmei la încărcarea prin sudare a aliajelor dure. Datorită unei invenții românești concepută și realizată la ICTCM, este în curs de realizare o instalație bazată pe un nou procedeu de încărcare, care se va folosi la încărcarea cu materiale dure a racordurilor pentru prăjinile de foraj și care va duce la obținerea de importante economii.

CZ 621.9.048.4.001.5

Oscilații proprii ale electrodului la prelucrarea cu scîntei electrice

Ing. Alexandru NICHICI – Timișoara

În literatura de specialitate se semnalează apariția unor oscilații proprii ale electrodului în diferite condiții de prelucrare, în special la mașinile de lucru cu ax portelectrod în echilibru dinamic [1], [2]. Drept cauze probabile ale generării acestora se indică: presiunea periodică exercitată asupra electrodului de către gazele dezvoltate în spațiul de lucru [1], [3], circulația lichidului dielectric [4], [5], [6], rigiditatea insuficientă a sistemului electrod-mașină de lucru — obiectul prelucrării [7] și instabilitatea sistemului de reglare automată a interstițiului de lucru [8], [9].

În cele ce urmează se studiază parametrii oscilațiilor proprii determinate de instabilitatea sistemului de reglare automată a interstițiului și influența acestora asupra proceselor de prelucrare. Actualitatea problemei studiate este justificată de lipsa unor asemenea cercetări în literatura de specialitate și de necesitatea cunoașterii fenomenului oscilațiilor proprii ale electrodului pentru optimizarea proceselor de prelucrare.

Fenomenul oscilațiilor proprii ale electrodului a fost evidențiat în procesele de execuție a unor orificii circulare în plăci din oțel VSCW 20 (STAS 3611-66) cu grosimea $H = 1\ldots9$ mm pe o instalație de prelucrare cu scîntei electrice Erosimat C (generator de impulsuri de relaxare RC, sistem de reglare automată a interstițiului de lucru electrodinamic) în regimuri de lucru de finisare. Au fost utilizați electrozi din wolfram cu diametrul $d = 1{,}5\ldots4$ mm. Schema de principiu a utilajului de experimentare este reprezentată în figura 1 (*1* — obiectul prelucrării; *2* — lichid dielectric; *3* — electrod; *4* — dispozitiv de prindere a electrodului; *5* — ax portelectrod; *6* — dispozitiv de ghidare; *7* — amortizor hidraulic; *8* — înfășurare de echilibrare; *9* — înfășurare de reglare; *10* — înfășurare de excitație; *11* — generator de impulsuri RC; *12* — oscilograf electromecanic).

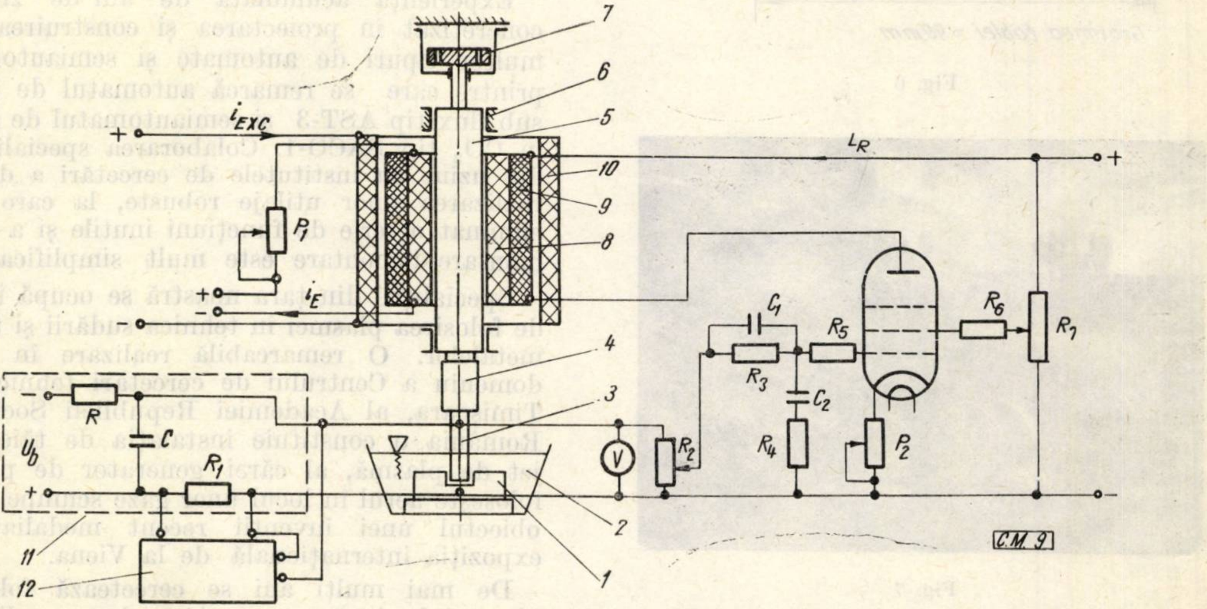


Fig. 1

În situația dată, funcționarea sistemului de reglare automată a interstițiului de lucru este caracterizată printr-o ecuație de ordinul III a sistemului de reglare deschis :

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + \mu\frac{dx}{dt} = ki_R, \qquad (1)$$

$$L\frac{di_R}{dt} + i_R r = U_c, \qquad (2)$$

în care :

m este masa ansamblului mobil al regulatorului constituit din ax port-electrod, dispozitiv de prindere și electrod ;

x — deplasarea ansamblului mobil ;

μ — coeficientul de frecare vîscoasă în amortizorul hidraulic ;

r, L — rezistența, respectiv inductivitatea înfășurării de reglare ;

U_c — tensiunea de comandă a înfășurării de reglare.

În condițiile în care mărimea reglată variază în limite largi în funcție de regimul de lucru al mașinii și geometria prelucrării, iar cuadripolul de corecție C_1-R_3, C_2-R_2 (fig. 1) este realizat cu elemente de circuit invariabile, analiza stabilității sistemului de reglare* indică o funcționare instabilă. În consecință ansamblului mobil i se va transmite oscilații periodice cu amplitudine constantă, caracteristice fenomenului de pendulare a sistemelor de reglare instabile saturate [10].

Înregistrarea oscilațiilor electrodului s-a realizat indirect, prin oscilografierea tensiunii și curentului din spațiul de lucru cu ajutorul unui oscilograf electromecanic Honeywell Visicorder 1706, echipat cu bobine mobile tip BB 1400 A. În paralel, au fost determinate prin măsurători cu balanța analitică cantitățile de material prelevate din electrod și din obiectul prelucrării. Durata prelucrării a fost măsurată cu un cronometru. Pentru fiecare caz în parte au fost efectuate 3—6 măsurări. În figurile 2, 3, 4 și 5 sînt reproduse porțiuni caracteristice ale oscilogramelor tensiunii (sus) și curentului electric din spațiul de lucru (jos), corespunzătoare condițiilor de prelucrare indicate în tabela 1. Oscilogramele sînt etalonate pe verticală pentru 14,8 V/div. și respectiv 0,225 A/div., iar pe orizontală pentru 0,1 s/div. Considerînd rigiditatea dielectrică a lichidului de lucru (petrol) practic constantă, rezultă că valoarea numerică a tensiunii pe spațiul de lucru este proporțională în domeniul 0...U_b, cu mărimea interstițiului de lucru corespunzător. În consecință, oscilogramele de tensiune reproduse în figurile 2, 3, 4 și 5 reflectă, la o altă scară, variația interstițiului de lucru în domeniul în care este posibilă amorsarea descărcărilor electrice între electrod și obiectul prelucrării.

Se remarcă trecerea periodică a electrodului în poziții de scurtcircuit cu obiectul prelucrării (linia de zero a oscilogramelor de tensiune) și respectiv de mers în gol, pentru interstiții mai mari decît lungimea disruptivă corespunzătoare valorii maxime a lui U_b (linia de zero a oscilogramei de curent). În conformitate cu cele expuse anterior, variația mărimii interstițiului de lucru este determinată de oscilațiile periodice impuse electrodului prin

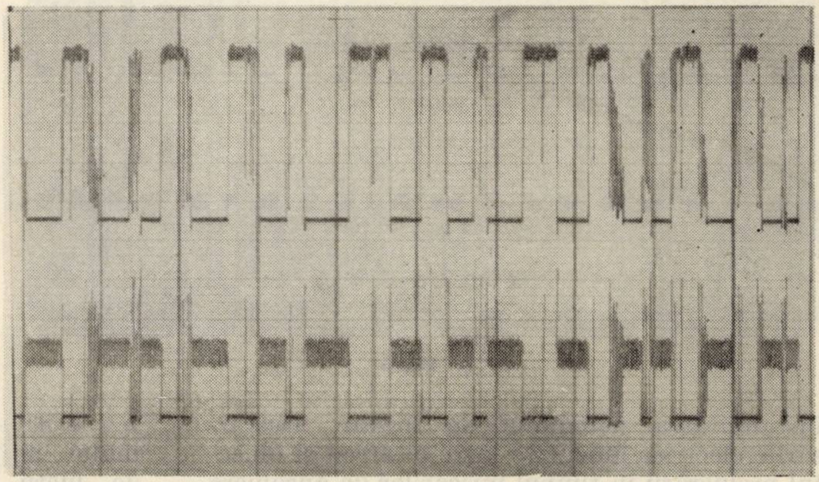


Fig. 2

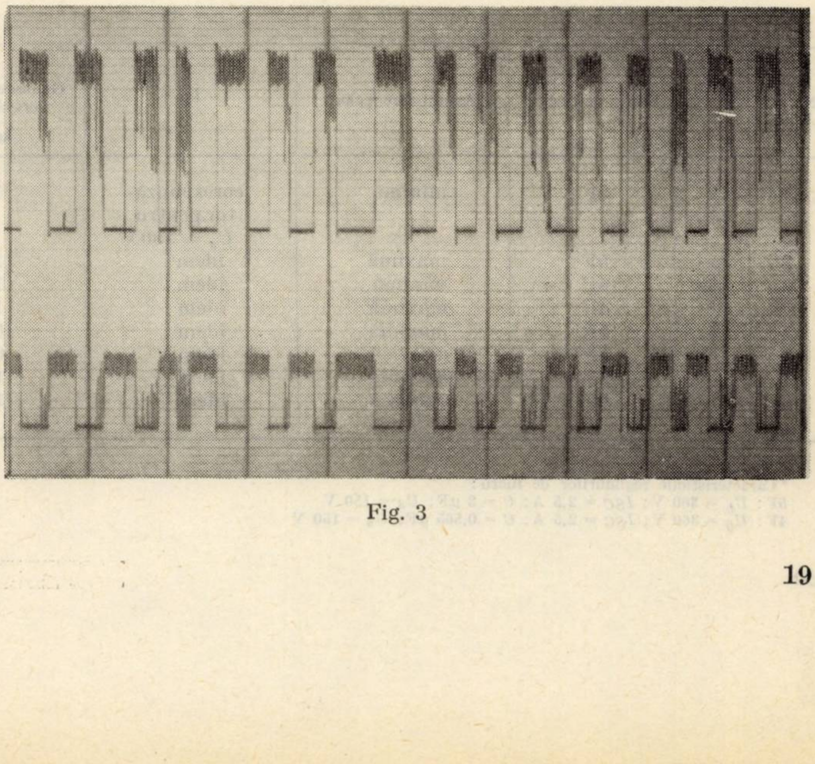


Fig. 3

---

* Efectuată în colaborare cu ing. *Iosif Hofman*.

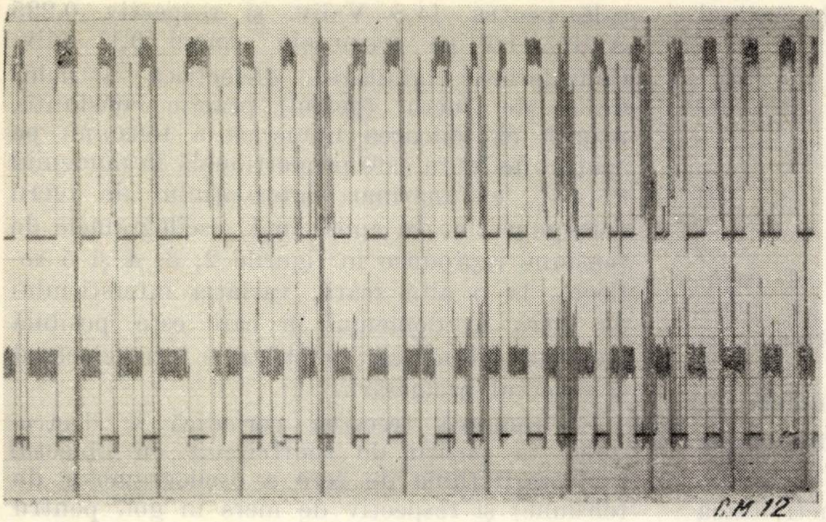


Fig. 4

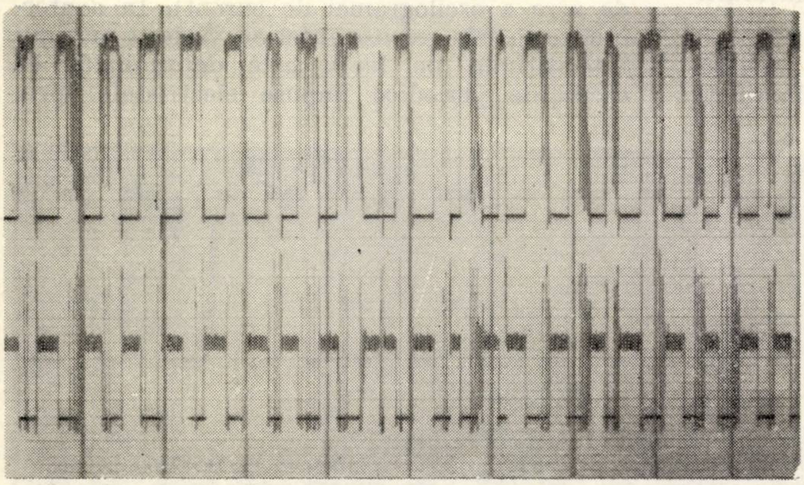


Fig. 5

instabilitatea sistemului de reglare. Descărcările electrice amorsate între electrod și obiectul prelucrării în timpul mișcărilor de apropiere și respectiv de îndepărtare a acestora sînt marcate pe oscilograme prin impulsuri de tensiune și respectiv de curent.

Principala consecință a existenței oscilațiilor proprii ale electrodului, în condițiile date, este introducerea unor pauze în procesul generării impulsurilor de curent și deci prelucrării prin eroziune electrică. Faptul atestă [11] amplitudini ale oscilațiilor electrodului superioare interstițiului de lucru în care este posibilă amorsarea descărcărilor electrice între electrod și obiectul prelucrării și determină o exploatare neeconomică a mașinii de lucru. Valorile mijlocii ale parametrilor caracteristici ai oscilațiilor proprii (frecvența f_0, duratele de mers în gol t_G, respectiv în scurtcircuit t_{SC}, duratele relative de eroziune DRE, de mers în gol DRG și respectiv de mers în scurtcircuit DRSC), corespunzător condițiilor de prelucrare indicate în tabela 1, sînt reproduse în tabela 2.

Urmărirea datelor obținute confirmă influența determinantă exercitată de elementele care concurează la funcționarea instabilă a sistemului de reglare (inerția ansamblului mobil, factorul de amplificare, poziția relativă inițială a înfășurărilor de excitație și reglare ale regulatorului) asupra parametrilor oscilațiilor proprii. Analiza acestor parametri permite evidențierea unui criteriu —valoarea DRE — pentru aprecierea calității sistemului de reglare automată a interstițiului de lucru și dezvăluie, în condiții date, posibilitățile de optimizare a funcționării

Tabela 1

Nr. crt.	Nr. fig.	Regim de lucru *	Amplificare reglare	I_E	Greutatea pe ax port-electrod, kgf	Distanța inițială electrod-obiectul prelucrării, mm	d, mm	H, mm
1	2	5F	minimă	corespunzător pentru $U_s = 150$ V	1,7	2	2	1
2	—	5F	maximă	idem	1,7	2	2	1
3	—	4F	minimă	idem	1,7	2	2	1
4	3	4F	maximă	idem	1,7	2	2	1
5	4	5F	maximă	idem	0,4	2	2	1
6	5	5F	maximă	idem	0,4	12	2	1
7	—	5F	maximă	idem	1,7	2	1,5	1
8	—	5F	maximă	idem	1,7	2	1,5	3

* Caracteristicile regimurilor de lucru:
5F: $U_b = 360$ V; $I_{SC} = 2,5$ A; $C = 3$ μF; $U_s = 150$ V
4F: $U_b = 360$ V; $I_{SC} = 2,5$ A; $C = 0,565$ μF; $U_s = 150$ V

Tabela 2

Nr. crt.	Nr. fig.	f_0 Hz	t_{SC} ms	t_G ms	DRSC %	DRG %	DRE %
1	2	12,8	37,9	28,4	48,5	33,1	18,4
2	—	15,3	29,8	20,7	45,8	31,6	22,6
3	—	11,8	50,4	25,9	59,6	26,8	13,6
4	3	16	32,5	21,1	52,0	31,2	16,8
5	4	23,7	22,7	14,5	53,8	28,0	17,2
6	5	20,6	22,4	15,3	46,1	32,1	21,8
7	—	16,8	24,1	29,5	40,5	35,7	23,8
8	—	11,5	32,3	7,2	37,1	18,4	44,5

acestuia. Creşterea DRE la mărirea adîncimii de prelucrare H (tabela 2, poziţiile 7 şi 8) relevă influenţa favorabilă a oscilaţiilor electrodului asupra procesului de evacuare a produselor eroziunii din spaţiul de lucru [12], prin efectele de pompare şi turbionare a lichidului de lucru.

Evidenţierea fenomenului oscilaţiilor proprii ale electrodului creează premise pentru elucidarea unei anomalii semnalată, fără explicaţii, de literatura de specialitate. În figura 6 se reproduc [13] două situaţii principial diferite în privinţa raportului dintre productivitatea prelucrării obişnuite (fără oscilarea electrodului) Q'_{OB} şi respectiv cu oscilarea forţată a electrodului Q''_{OB}.

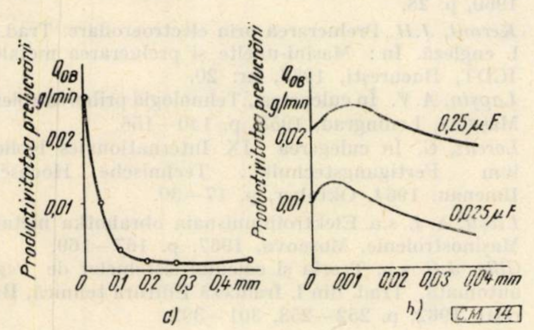


Fig. 6. Dependenţa productivităţii prelucrării de amplitudinea oscilaţiilor forţate, după [13].

Din punct de vedere teoretic, în condiţii optime de evacuare a produselor eroziunii, la prelucrarea obişnuită :

$$Q'_{OB} = k\cdot W\cdot f_a = k\frac{CU_b^2}{2}\,\frac{K_s^2}{RC\ln\dfrac{1}{1-K_s}}, \qquad (3)$$

unde

k reprezintă un coeficient de proporţionalitate ;

W şi f_a — energia, respectiv frecvenţa medie a descărcărilor electrice prin impuls ;

U_s — tensiunea de amorsare a descărcărilor ;

$K_s = U_s/U_b$ — factorul de străpungere.

La prelucrarea cu electrod oscilant :

$$Q''_{OB} = k\cdot \frac{1}{T_0}W\cdot N = k\frac{1}{T_0}\frac{CU_b^2}{2}\left(\sum_1^{N_a}K_{sx}^2 + K_{si}^2\frac{t_i}{RC\ln\dfrac{1}{1-K_{si}}} + \sum_1^{N_i}K_{sx}^2 + K_{ss}^2\frac{t_s}{RC\ln\dfrac{1}{1-K_{ss}}}\right) \qquad (4)$$

unde :

T_0 este perioada de oscilaţie a electrodului ;

N, N_a, N_i — numărul de descărcări electrice în timpul perioadei T_0, în timpul mişcării de apropiere şi respectiv de îndepărtare a electrodului de obiectul prelucrării ;

t_i, t_s — durata staţionării electrodului în poziţia inferioară şi respectiv superioară ;

K_{si}, K_{ss} — factorii de străpungere la staţionarea electrodului în poziţia inferioară şi respectiv superioară.

Metodologia de calcul pentru determinarea valorilor factorilor de străpungere K_{sx} la mişcarea de apropiere respectiv de îndepărtare a electrodului de obiectul prelucrării este indicată în literatura de specialitate [11].

Deoarece tensiunea de străpungere a dielectricului U_s şi respectiv interstiţiul de lucru h_m se stabilesc, la prelucrarea fără oscilaţii ale electrodului, din condiţia de maximum a puterii electrice dezvoltate în spaţiul de lucru şi respectiv a lui Q'_{OB} [14], iar prelucrarea cu electrod oscilant se caracterizează printr-o abatere permanentă de la valorile optime ale lui U_s şi h_m, se poate conchide că, din punct de vedere teoretic, indiferent de parametrii mişcării oscilatorii :

$$Q''_{OB} < Q'_{OB}. \qquad (5)$$

În figura 6,a, $Q''_{OB} < Q'_{OB}$ pentru toate valorile amplitudinii oscilaţiilor forţate, în timp ce în figura 6, b, pentru un domeniu determinat al amplitudinilor de vibrare $Q''_{OB} > Q'_{OB}$.

Pentru eliminarea contradicţiei ivite, în condiţiile experimentării efectuate a fost verificată influenţa amplitudinii oscilaţiilor forţate A, imprimate electrodului cu un vibrator electromagnetic ($f_0 = 100$ Hz), asupra prelevării de material. Reprezentarea grafică a rezultatelor obţinute a dus în toate cazurile la curbe similare calitativ cu cele reproduse în figura 7. Pentru interpretarea corectă a acestora trebuie precizat că prin oscilare forţată au fost obţinute amplitudini cuprinse între 30 şi 340 μm. Punctele plasate pe axa ordonatelor (B, C, D, E) corespund unei amplitudini nule a oscilaţiilor forţate, dar, în condiţiile date, aşa cum s-a demonstrat anterior, ele reflectă un proces de prelucrare în care sînt prezente oscilaţii proprii ale electrodului.

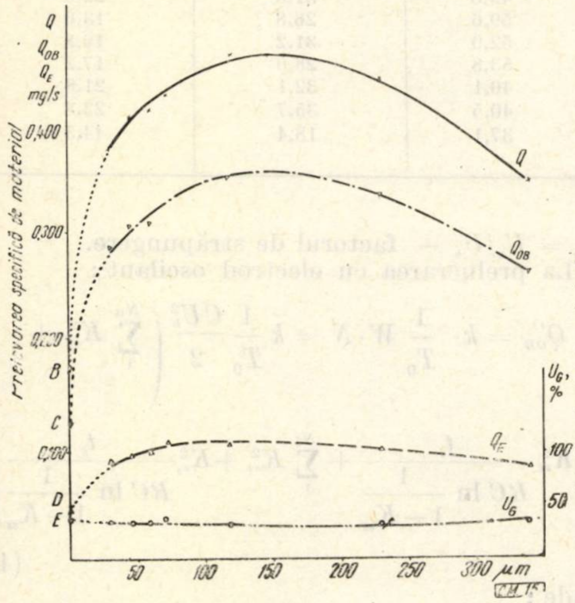


Fig. 7. Dependenţa prelevării specifice de material şi a uzurii relative gravimetrice a electrodului de amplitudinea oscilaţiilor forţate:

Q – prelevarea specifică de material totală: Q_{OB} – productivitatea prelucrării: Q_E – prelevarea specifică a materialului electrodului: U_G – uzura relativă gravimetrică a electrodului.

Pe baza celor de mai sus se poate presupune că în cazul figurii 6, *b* punctele de pe ordonată (amplitudine de oscilare forţată $A = 0$) reflectă un proces de prelucrare cu oscilaţii proprii ale electrodului. Poziţia acestor puncte este determinată de parametrii oscilaţiilor în condiţiile de prelucrare respective.

În ceea ce priveşte curba din figura 6, *a* este probabil că punctul plasat la amplitudinea $A = 0$ corespunde unei prelucrări fără oscilaţii proprii ale electrodului. Afirmaţia este justificată, indirect, prin datele experimentale [15] care atestă o relaţie $Q''_{OB} < Q'_{OB}$ şi scăderea lui Q''_{OB} la creşterea amplitudinii oscilaţiilor forţate, pentru condiţii despre care se poate spune cu certitudine, pe baza analizei oscilogramelor de tensiune şi curent corespunzătoare, că nu prezintă oscilaţii proprii periodice ale electrodului.

Faptul că nu a fost sesizată [13] şi cu atît mai puţin explicată diferenţa calitativă netă dintre curbele din figura 6 arată că nu s-a avut în vedere existenţa şi influenţa importantă a oscilaţiilor proprii ale electrodului în procesele de prelucrare cu scîntei electrice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Roth, A.* ş.a. Szikraforgacsolas. Müszaki könyvkiado Budapest, 1961, p. 127–129.

[2] *Levinson, E. M.* şi *Lev, S.* Elektroerozionnoie oborudovanie. Maşinostroienie, Moscova, 1965, p. 115–122, 135–138.

[3] *Gutkin, V.G.* şi *Vişniţki, A.L.* Reguliatori rejima raboti elektroiskrovih i anodnomehaniceskih stankov, Maşghiz, Moscova, 1952, p. 41.

[4] *Petersen, N.* EDM and the deep narrow slot. În: „Tooling and production" 33, 1967, nr. 5, p. 65–68.

[5] *Foteev, N. K.* În culegerea „Problemi elektriceskoi obrabotki materialov, Izd. Nauk SSSR, Moscova, 1960, p. 28.

[6] *Kermit, J.H.* Prelucrarea prin electroerodare. Trad. din l. engleză. În: Maşini-unelte şi prelucrarea metalelor, ICDT, Bucureşti, 1968, nr. 20.

[7] *Lapşin, A.V.* În culegerea „Tehnologia priborostroienia" Maşghiz, Leningrad, 1958, p. 140–156.

[8] *Lorenz, G.* În culegerea „IX Internationales Kolloquium Fertigungstechnik". Technische Hochschule Ilmenau, 1964, Oktober, p. 17–30.

[9] *Livşiţ, A. L.* ş.a. Elektroimpulsnaia obrabotka metallov. Maşinostroienie, Moscova, 1967, p. 167–169.

[10] *Gille, J.G.* ş.a. Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată. Trad. din l. franceză Editura tehnică, Bucureşti, 1962, p. 252–253, 301–302.

[11] *Nichici, A.* Studiul procesului de generare a impulsurilor la prelucrarea cu scîntei electrice cu electrod oscilant. În: „Electrotehnica" 15, 1967, nr. 2, p. 69–75.

[12] *Nichici, A.* Noi aspecte privind influenţa mişcării oscilatorii a electrodului asupra proceselor de prelucrare cu scîntei electrice. În: Electrotehnica 17, 1969, nr. 4, p. 143–149.

[13] *Miţkevici, M.K.* În culegerea Fiziceskie osnovi elektroiskrovoi obrabotki materialov. Nauka, Moscova, 1966, p. 128–138.

[14] *Nichici, A.* Contribuţie la determinarea regimurilor optime de prelucrare cu scîntei electrice în funcţie de mărimea suprafeţei prelucrate. În Construcţia de maşini, 18, nr. 11, 1966, p,. 645–649.

[15] *Ganser, K.* Feinbearbeitung metallischer Werkstoffe durch funkenerosives Senken, R. Pulm, Köln, 1961, p. 31–34.

CZ 621.796 (09)

Progrese în tehnica depozitării

Ing. Minerva PÎNZARU – **Institutul de proiectări pentru uzine şi instalaţii din industria constructoare de maşini – Bucureşti**

Creşterea impetuoasă a nivelului producţiei şi a sortimentelor produselor, în paralel cu ridicarea continuă a calităţii lor la nivelul tehnicii mondiale şi realizarea unui preţ de cost redus, impun studierea fiecărui sector din industrie, pentru ameliorarea continuă a factorilor ce influenţează aceşti indicatori calitativi.

Pe deplin justificat, atenţia se îndreaptă — printre alţi factori — spre studierea problemelor de depozitare care, unanim recunoscut, reprezintă un procent important de cheltuieli, reflectate în preţul de cost.

Chiar dacă în ultimul timp problema depozitării a devenit o preocupare la noi în ţară, totuşi în această direcţie s-a realizat destul de puţin.

Pentru ca o depozitare să atingă maximum de eficienţă, trebuie să satisfacă în principal următoarele condiţii : utilizarea maximă a volumului de depozitare ; organizarea raţională, eficace şi sigură a depozitelor ; utilarea cu tehnică uşor de manevrat şi optimizată din punctul de vedere al costurilor.

În primul rînd, la dimensionarea şi organizarea depozitelor, trebuie să se ţină seamă de materialul ce urmează a se depozita cît şi de frecvenţa depozitării şi distribuirii.

În al doilea rînd costurile de investiţii, ca şi costurile curente de exploatare, inclusiv cheltuielile pentru salarii curente reclamate de această activitate, sînt elementele asupra cărora trebuie acţionat în vederea reducerii preţului de cost.

Cele trei grupe de cheltuieli, influenţate de condiţiile eficienţei maxime, nu-şi pot disputa prioritatea, de aceea trebuie căutată ameliorarea lor, fără o nesocoti vreuna.

Exploatarea depozitului pe cele trei dimensiuni este una dintre primele cerinţe în acest scop. Aceasta înseamnă organizarea depozitului pe înălţime.

Într-un asemenea depozit dacă există o frecvenţă mare de deservire şi se urmăreşte economicitatea, trebuie folosite utilaje de deservire optimizate şi a căror procurare să fie posibilă, respectiv să existe un furnizor pentru asemenea utilaje.

Adaptarea rafturilor la condiţiile locale este de asemenea o cerinţă, care va fi cu atît mai deplin satisfăcută, cu cît există posibilităţi de a se folosi sisteme de rafturi uşor accesibile, uşor de montat şi uşor adaptabile (demontabile) tuturor condiţiilor impuse de situaţia locală.

În articolul de faţă se arată care sînt posibilităţile de organizare a depozitării, respectîndu-se cerinţele de mai sus şi aplicarea lor în construcţia de maşini.

Nu se insistă asupra clasificării depozitelor care pot fi împărţite după o serie de criterii, ci se arată că după rolul pe care îl au în procesul de producţie pot fi : depozite de materiale şi materii prime ; depozite de semifabricate ; depozite de mijloace şi unelte de muncă ; depozite de produse finite şi depozite de deşeuri.

Depozitele de mai sus pot fi şi ele la rîndul lor clasificate în funcţie de : destinaţia şi felul materialelor păstrate, după capacitatea depozitelor sau după deservirea lor.

După deservire pot fi depozite care deservesc uzina în ansamblu — depozite centrale — sau pot fi depozite care deservesc anumite sectoare sau secţii — depozite intermediare.

Depozitele centrale, care alimentează toate sectoarele şi secţiile, prezintă cea mai mare complexitate, avînd în general de depozitat o mare varietate de materiale cu o mare gamă de furnizori şi consumatori, de unde rezultă o foarte mare mişcare (intrări-ieşiri).

Din punct de vedere constructiv depozitele centrale pot fi : deschise, semiînchise sau închise.

Uzual, depozitele închise au primit denumirea generală de magazii şi servesc pentru depozitarea materialelor a căror păstrare impune încăperi închise.

Obiectul articolului de faţă este restrîns la organizarea — la nivelul tehnicii mondiale — a unei magazii centrale în industria constructoare de maşini.

Dezvoltarea la nivelul mondial a tehnicii depozitării, a impus şi la noi în construcţia de maşini, studierea posibilităţilor de realizare a unei depozitări judicioase şi care să respecte condiţiile eficienţei maxime.

În ultima jumătate a anului 1968 şi începutul anului 1969 aceste studii s-au concretizat prin proiectarea unei magazii centrale moderne la o uzină constructoare de maşini grele din Bucureşti.

Această magazie se va realiza în două etape, prima reprezentînd construirea şi utilizarea magaziei complet mecanizată, iar a doua reprezentînd automatizarea ei.

În magazia proiectată se depozitează materiale comune tuturor secţiilor de producţie ca : elemente de legătură, electrozi, materiale electrotehnice, materiale şi piese nemetalice, materiale de întreținere, subansamble, metale neferoase, organe de reglaj și siguranță etc.

Materialele depozitate prezintă o mare varietate tipodimensională, ceea ce determină organizarea magaziei cu un foarte mare grad de elasticitate.

Stabilirea destul de dificilă a capacității a avut în vedere variațiile necesităților, cît mai ales variația timpului de stocaj (pentru materiale din țară 15—30 zile iar pentru import pînă la 90—120 zile). S-a urmărit menținerea stocului minim prin echilibrarea acestor variații și formarea stocului tampon, pentru asigurarea supleței producției.

Pentru dimensionarea magaziei, s-au luat ca parametri de bază volumul materialelor ce trebuie depozitate și caracteristicile instalațiilor de manipulare.

O magazie reprezintă un volum care se caracterizează printr-un coeficient de ocupare. În magazia proiectată s-a avut în vedere ca acest coeficient să aibă valori maxime posibile.

Pentru alegerea amplasamentului distanțele de transport la diferite secții au avut rol hotărîtor, determinînd amplasarea magaziei în centrul de greutate tehnologic al uzinei.

În acest fel s-au obținut cele mai scurte distanțe și totodată echilibrarea lor, avînd o lungime relativ egală.

Din punctul de vedere al construcției, magazia este organizată într-o hală din beton armat cu cinci deschideri a 18 m și șase travee a 12 m și cu înălțimea de 12 m.

Spațiile de depozitare au fost asigurate prin amplasarea rafturilor din profile metalice pe înălțime de 6 și 8 m, pe principiul paletizării.

Depozitarea pe înălțime a determinat dimensionarea podelei la o sarcină de 1 kgf/cm^2.

Fronturile de descărcare ca și toate operațiile aferente intrării și ieșirii din magazie, sînt asigurate printr-o rampă c.f. la un fronton și rampa auto la celălalt.

Pentru asigurarea elasticității maxime a depozitului, în funcție de materialele de depozitat (volum, greutate etc.) s-a realizat o sectorizare pe deschiderile halei.

Astfel, o deschidere a fost afectată produselor ancombrante nepaletate sau paletate, de greutate mare la înălțime mică.

Manipularea este asigurată de un electrostivuitor de 3 tf (care deservește și alte locuri de lucru) și un pod rulant de 5 tf.

Alte două deschideri sînt utilate cu rafturi metalice (unul sau două rînduri alăturate) deservite de poduri rulante stivuitoare de 3 tf sarcină, la înălțimea de 6 m, iar următoarele două deschideri sînt utilate cu rafturi metalice înălțimea de 8 m, deservite de translatoare stivuitoare de raft (transtocatoare) de 600 kgf sarcina utilă.

Rațiunea acestei sectorizări constă tocmai în optimizarea gradului de folosire a volumului de depozitare (fig. 1 și tabela 1).

Tabela 1

Nr. crt.	Modul de deservire	Suprafața utilă la sol m^2	Volum util la 3 m înălțime m^3	Volum util la 6 m înălțime m^3	Volum util la 8 m înălțime m^3	Grad ocupare	
						Suprafața utilă la sol %	Volum util %
1	Pod rulant de uz comun	230	690	—	—	63	23,5
2	Pod rulant stivuit	322	966	1 932	—	88	65
3	Stivuitoare translatoare de raft	368	1 104	2 208	2 944	100	100

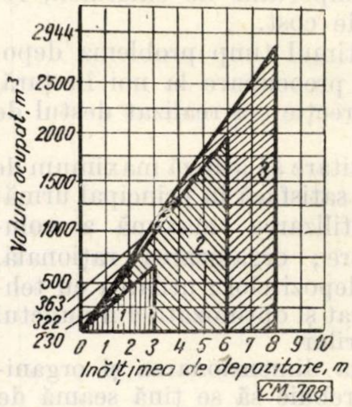


Fig. 1

1 — depozitare la sol — deservire pod rulant de uz comun; 2 — depozitare în rafturi — deservire pod rulant stivuitor; 3 — depozitare în rafturi — deservire stivuitor de raft.

Reiese avantajul depozitării pe înălțime cu mijloace de deservire locale.

În cazul depozitării libere, gradul de utilizare al volumului util este de 23,5 %, al depozitării în rafturi cu pod rulant este de 65 % și în cazul depozitării în rafturi deservite de translatoare stivuitoare de raft (transtocatoare) de 100 % pentru aceeași construcție de hale și aceeași suprafață la sol.

Organizarea totuși, în toate cele trei sisteme a magaziei, a fost determinată de natura materialelor de depozitat.

În toate deschiderile rafturile au fost aranjate în lungul deschiderilor cîte două alăturate sau un rînd, cu întrerupere la mijloc din motive de siguranță (PCI). Amplasarea rafturilor în acest fel a rezultat din comparația aranjărilor posibile adoptîndu-se sistemul optim.

În figura 2 este redată optimizarea aranjării rafturilor, două variante raționale în funcție de deservirea cu poduri rulante. Pentru stivuitoarele translatoare de raft, aranjarea rîndurilor de rafturi în lungimea halei nu suportă comparație, fiind evident cea mai adecvată din motive de investiții (numărul de stivuitoare translatoare de raft redus de pînă la patru ori).

În figura 3 se vede organizarea magaziei.

S-a prevăzut mecanizarea lucrărilor în spațiile aferente intrării și distribuirii materialelor cu ajutorul unor instalații de transport amplasate frontal la capetele rîndurilor de rafturi în toate deschiderile, transportul de la rampe la aceste transportoare făcîndu-se cu electrostivuitoare.

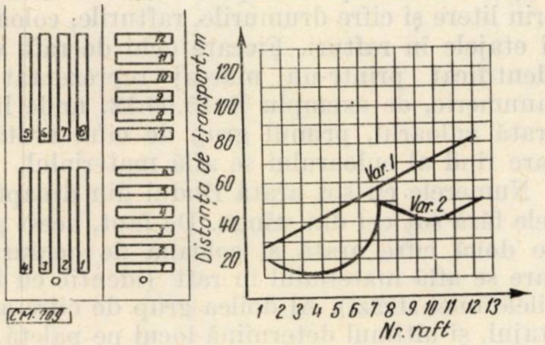


Fig. 2

Varianta *I* – rafturi așezate transversal; varianta *II* – rafturi așezate în lungul deschiderii; *O* – originea deplasării podului stivuitor.

Ideea de a realiza un flux direct, fără întortocheri și întretăieri de drumuri a fost firul conducător în organizarea fluxului tehnologic.

Dificultățile care s-au ivit au fost înlăturate prin separarea completă a intrărilor de ieșiri și crearea de locuri speciale pentru lucrările pregătitoare în ambele cazuri.

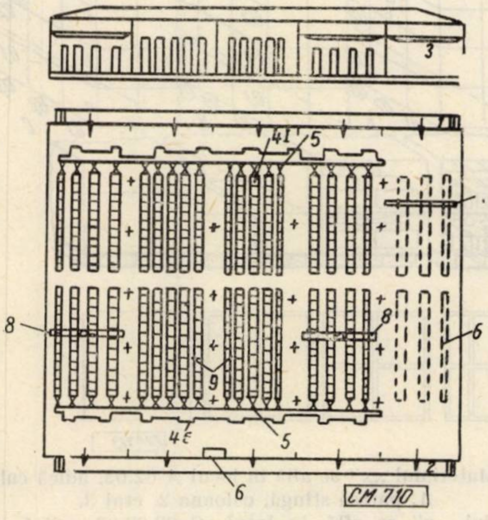


Fig. 3

1 – rampă c.f.; *2* – rampă auto; *3* – rafturi; *4 E–I* – transportor la sol tip cu bile; *5* – mici depozite de capăt pentru palete; *6* – loc pentru depozitare liberă; *7* – pod rulant de uz comun; *8* – pod rulant stivuitor; *9* – stivuitor translator de raft; *10* – birou operator mașini periferice de calcul.

Sosirile materialelor se efectuează în majoritate prin CF și o mică parte prin mijloace autorutiere. De aceea, toate operațiile privind intrarea materialelor se execută spre rampa CF pe transportorul *I*. Materialele sosite prin mijloace auto se vor duce la transportorul *I* cu electrostivuitoare prin magistrala *M*.

Ieșirile materialelor (sortare și formarea comisioanelor) se realizează pe instalația de transport *E*. Cele două instalații de transport, *I* și *E* sînt identice.

În figura 4 este redat fluxul tehnologic.

Materialele intrate în cele două rampe sînt luate de electrostivuitoare și depuse pe instalațiile de transport *I*, care servesc locurile de despachetare, sortare control, paletizare și distribuire în rafturi.

La ieșire, transportoarele *E* pe care sînt depuse paletele aduse din rafturi de către poduri stivuitoare sau translatoare de raft, servesc la formarea comisioanelor (comenzilor) și distribuirea centralizată a lor la secțiile productive.

Recepția cantitativă se face prin cîntare intercalate în transportoarele *I* și *E*.

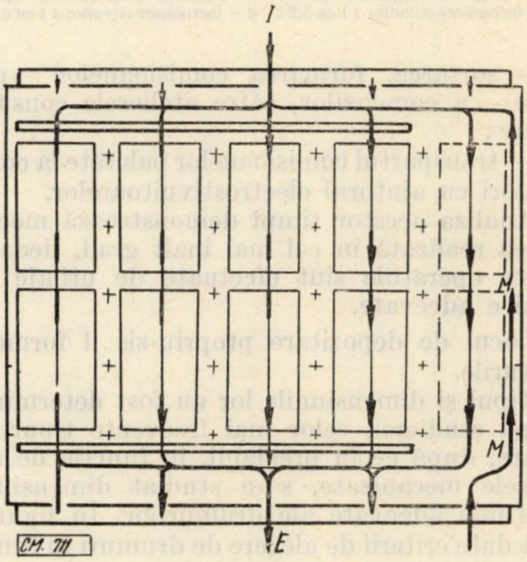


Fig. 4

I – intrare; *M* – magistrală intrare; *E* – ieșire.

În ce privește mecanizarea, timpii motori sînt la intrare:

— sosirea materialelor la rampă prin CF sau auto;

— descărcarea și depunerea pe platformele transportorului *I* pentru despachetare, sortare, control paletare — cu ajutorul electrostivuitoarelor;

— transportul și distribuirea paletelor în micile depozite de la capătul rafturilor — cu ajutorul transportorului cu bile I;

— luarea din depozitele de capăt și depunerea în rafturi — cu ajutorul podurilor rulante stivuitoare sau a stivuitoarelor translatoare de raft.

Pentru ieșire, timpii motori sînt:

— luarea paletelor din rafturi și depunerea în depozitele de capăt, cu ajutorul podului rulant stivuitor sau stivuitoarelor de raft;

— transferul paletelor din micile depozite de capăt pe transportorul *E* cu ajutorul unor împingătoare mecanice;

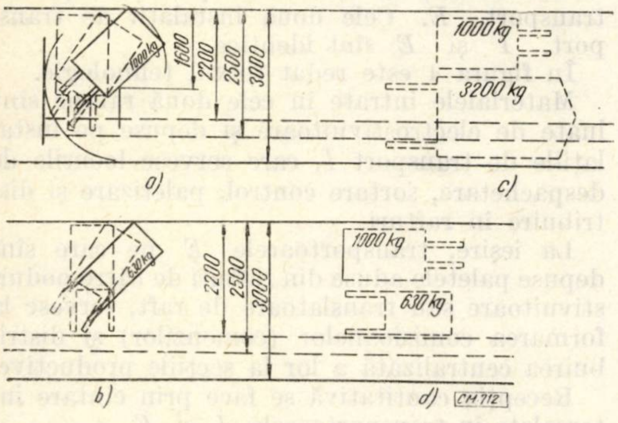


Fig. 5

a — manevră electrostivuitor 1 t; *b* — manevră electrostivuitor 0,63 t; *c*—încrucişare stivuitor 1 t cu 3,2 t; *d* — încrucişare stivuitor 1 t cu 0,63 t.

— sortarea, formarea comisioanelor — paletate — a comenzilor, către atelierele consumatoare;

— transportul comisioanelor paletate la consumatori cu ajutorul electrostivuitoarelor.

Analiza acestor timpi demonstrează mecanizarea realizată în cel mai înalt grad, deoarece toate operaţiile sînt efectuate de utilaje mecanice adecvate.

Locul de depozitare propriu-zis îl formează rafturile.

Tipul şi dimensiunile lor au fost determinate după studierea celor mai frecvente tipuri utilizate, după ce în prealabil, în funcţie de mijloacele mecanizate, s-au studiat dimensiunile cele mai adecvate ale drumurilor. În figura 5 sînt date criterii de alegere de drumuri în funcţie de utilajul de transport folosit.

Dimensiunile rezultate date în figura 5 au determinat şi lăţimea rampelor — de 3 m.

În ceea ce priveşte rafturile, dintre posibilităţile de a monta rafturi simple, rafturi deplasabile, rafturi înclinate pe role, cu sau fără mijloace universale de deservire, s-a optat pentru rafturi simple din profile perforate, dotate cu mijloace proprii de deservire deoarece înălţimea nu este limitată, preţul de cost este acceptabil în raport cu celelalte iar gradul de ocupare al spaţiului este maxim.

S-au ales rafturi metalice cu dimensiunile ochiurilor adecvate pentru paleta europeană 1 200 × 800 × 144 mm cu patru intrări, alegîndu-se o înălţime a ochiului de raft de 1 000 mm. S-au admis şi conteinere cu aceleaşi dimensiuni de bază.

Pentru a se asigura depozitarea tuturor varietăţilor şi sortimentelor de materiale (care ajung la ordinul a 20 000), s-au introdus palete etajate cu conteinere mici.

În figura 6 este dat modul de depozitare adoptat.

Condiţia esenţială de a se găsi rapid materialele cît şi de a se evita erorile şi pierderea de timp, se realizează individualizînd prin marcaj fiecare loc de depozitare, adică se vor simboliza prin litere şi cifre drumurile, rafturile, coloanele şi etajele în rafturi. Fiecare ochi de raft va fi identificat printr-un marcaj reprezentat alfanumeric, de exemplu B 15.06.12, unde litera arată culoarul, primul grup de cifre arată pe care rînd al culoarului se află materialul.

Numerele cu soţ arată rîndul din dreapta şi cele fără soţ cel din stînga. De fapt, acest grup de două cifre arată şi coloana de ochiuri pe care se află materialul în raft (identic cu imobilele unei străzi). Al doilea grup de cifre arată etajul, şi ultimul determină locul pe paletă.

Marcarea locului de depozitare — a ochiului este o condiţie necesară, dar nu suficientă. Pentru funcţionarea corectă a magaziei este obligatorie şi marcarea — codificarea — materialelor.

Magazia va dispune de un nomenclator — lista tuturor articolelor din magazie — care asigură identificarea fără posibilităţi de confuzie a tuturor articolelor. În acest scop se adoptă o codificare numerică pentru toate articolele din nomenclatura magaziei, respectîndu-se regula generală ca un număr să identifice un singur articol.

Codificarea numerică elimină erorile şi oferă posibilitatea de a se utiliza maşinile mecanografice.

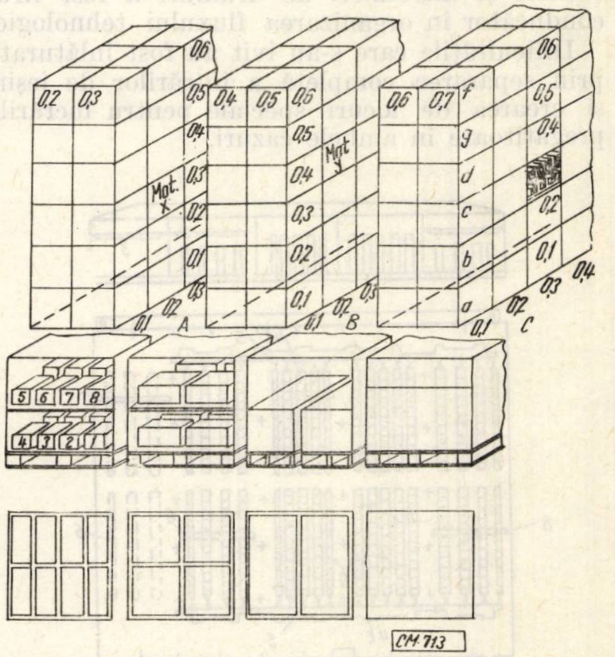


Fig. 6. Materialul „x" se află în locul *A* 02.03, adică culoarul *A*, partea stîngă, coloana 2, etaj 3.
Materialul „*y*" se află în locul *C* 03.03.08, adică culoarul *C*, partea stîngă, coloana 3, etaj 3, conteinerul nr. 8.

Pe parcurs se va căuta racordarea codificării locale la codificarea republicană în curs de execuție.

Nomenclatorul tuturor articolelor din magazie conține pentru fiecare articol, în mod obligatoriu : numărul de cod, numărul ochiului din raftul de depozitare, destinația exactă și concisă și eventual o referință, ca număr de plan, de catalog, unitatea de măsură și distribuția, bucăți, piese, pachete, kg, masa unitară, preț unitar, principalii utilizatori etc.

Documentația asupra articolelor din magazie este completată cu un catalog al acestora care este transmis secțiilor utilizatoare.

Magazia este proiectată pentru a se realiza în două etape : etapa I — mecanizarea maximă și etapa a II-a — automatizare.

În vederea mecanizării sînt prevăzute utilaje de deservire ca : electrostivuitoare, poduri rulante stivuitoare, stivuitoare translatoare de raft și instalații complexe de transport la sol de tipul cu bile.

Pentru crearea condițiilor realizării ambelor etape, în afară de electrostivuitoare, toate celelalte utilaje sînt preconizate cu acționare dublă și anume : una pentru a se manevra de către manipulant — etapa I — și una cu comandă la distanță, care dă posibilitate ca în etapa finală să fie conduse programat, de la un birou operator.

Uzina este prevăzută cu un centru de calcul electronic, care va fi racordat cu echipamentul periferic al magaziei.

Acest lucru permite folosirea instalației electronice de comandă pentru comanda utilajelor de deservire cît și pentru evidența tehnico-operativă.

Asupra modului cum s-a proiectat automatizarea vom reveni într-un articol viitor.

CZ 669.14.018.4–462 : 621.791

Contribuții privind studiul fenomenelor metalurgice la sudarea conductelor din oțel termorezistent 12 H1MF (12 X 1M ф)

Ing. D. RADU – Institutul politehnic – Timișoara
Ing. I. SPOREA – Institutul politehnic – Timișoara

Centralele termice necesită oțeluri la construcția conductelor de abur supraîncălzit și la presiuni ridicate, cum și la suprafețe de încălzire, cu caracteristici bune de funcționare pînă la temperatura de regim de 570°C [1].

Oțelul cel mai utilizat în acest scop, atît în U.R.S.S. cît și în țara noastră este marca 12 H1M$_0$F (12×1M Φ).

Caracteristicile oțelului 12 HlMF GOST 4543-57 (CMTU-2500-54) apar în tabela 1.

Pentru oțelul respectiv nu se admite ca S și P , fiecare în parte, să fie mai mari de 0,035 %. De asemenea, Ni se admite maximum 0,30 %, iar Cu 0,25 %.

Sudarea acestui oțel făcîndu-se în majoritatea construcțiilor în țară cu electrozi de proveniență U.R.S.S., în lucrare se studiază posibilitatea înlocuirii acestora cu electrozi de fabricație indigenă.

În tabela 2 se dau compozițiile chimice ale electrozilor de fabricație U.R.S.S. și cele două sorturi de electrozi de fabricație R.S.R. la Uzinele Industria Sîrmei din Cîmpia Turzii.

Tabela 1

Compoziția chimică %						Proprietăți mecanice			
C	Si	Mn	Cr	M$_0$	Alte elemente	σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	δ %	KCU kgf/cm²
0,08– 0,15	0,17– 0,37	0,40– 0,70	0,9 1,2	0,25 0,35	V=0,15 0,30	45	23	22	10

Tabela 2

	Compoziţia chimică %								
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo	V
EL ŢL 20 M	0,07–	0,60–	0,15–	max	max	0,80–	max	0,40–	0,15
GOST 9466–60	0,12–	1,10	0,45	0,035	0,35	1,25	0,30	0,70	0,35
EL MoCr 1B	0,06–	0,50	0,15	max	max	0,70	—	0,40	—
STAS 7240–1965	0,12	0,90	0,45	0,04	0,04	1,10		0,70	
EL VMoCr 1B	0,08	0,40	0,15	max	max	0,80	—	0,40	0,10
STAS 7240–1965	0,13	0,90	0,45	0,04	0,04	1,20		0,70	0,35

Din tabela 2 se poate remarca compoziţia chimică apropiată între electrodul de fabricaţie U.R.S.S. şi cel românesc El-VMoCr 1B. Pentru a vedea în ce măsură sînt influenţate îmbinările sudate de prezenţa vanadiului din electrod, încercările s-au efectuat şi cu electrodul recomandat de [1] marca ŢU-2HM (UY-2XM), dar în a cărui compoziţie chimică intră Cr = 0,7...1 % şi Mo = 0,4...0,6 %.

Cu electrozii prezentaţi în tabela 2 s-au făcut încercări de comportare la sudare pe o conductă din oţel 12×1 MØ cu diametrul interior 133×18 mm. Sudarea propriu-zisă s-a efectuat manual, în curent continuu, cu polaritate inversă.

Grosimea peretelui conductei impunînd depuneri succesive de metal, la primul strat de rădăcină s-au folosit electrozi cu un diametru de 3,25×450 mm, iar în continuare electrozi cu un diametru de 4×450 mm, rezultînd cinci depuneri succesive.

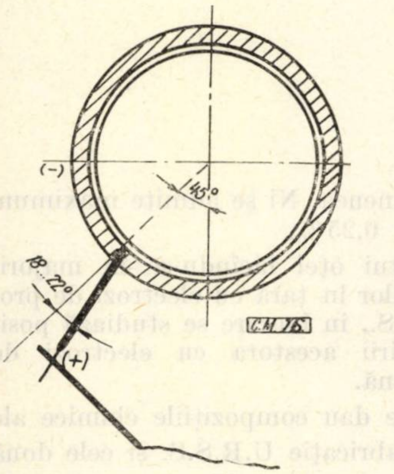


Fig. 1. Unghiul de înclinare a electrodului în procesul de sudare faţă de normala dusă pe planul tangent al circumferinţei conductei din oţel supusă sudării.

Parametrii necesari sudării s-au ales în funcţie de grosimea peretelui conductei supuse sudării, de diametrul electrodului şi temperatura de încălzire a conductei, folosind relaţia :

$$I_s = j\frac{\pi d_e^2}{4}$$

în care :

I_s reprezintă curentul de sudare, A ;

j — densitatea de curent care în cazul sudării manuale cu preîncălzirea metalului de bază 10–16 A/mm² ;

d — diametrul electrodului, mm.

Întrucît s-a căutat ca execuţia să se facă din poziţii apropiate celor din condiţiile practice de montaj conducte prin sudare, s-a folosit pentru aceasta o înclinare constantă a electrodului pe direcţia de sudare ca în figura 1. S-a preferat unghiul de 18–22° în vederea folosirii raţionale a energiei calorice.

Elementele de aliere din oţelul termorezistent 12 H1MF îngreuiază mult procesul de sudare, datorită conductibilităţii termice mai reduse a oţelului. Oţelul are o tendinţă mai accentuată spre formarea de fisuri atît în timpul sudării cît şi după sudare ; s-au luat măsuri tehnologice speciale pentru obţinerea unor îmbinări sudate corespunzătoare.

Astfel, electrozii întrebuinţaţi au fost uscaţi înainte de întrebuinţare la 250–300°C, timp de o oră, în vederea eliminării umezelii din înveliş, care prin natura lor bazică sînt higroscopic. De asemenea, pentru reducerea la minimum a zonelor influenţate termic muchiile conductei s-au teşit la un unghi de 18°. Pentru acelaşi scop, s-a căutat ca viteza de sudare să fie maximă, ştiut fiind că punctele critice din oţel se deplasează spre temperaturi superioare cu creşterea vitezei de încălzire, atenuîndu-se pericolul apariţiei austenitei în timpul procesului de sudare. Prevenirea apariţiei fisurilor datorită vitezei de sudare ridicată (coeficientul de conductibilitate termică fiind mic în comparaţie cu oţelurile carbon), s-a făcut prin încălzirea metalului de bază la temperatura de 400°C [1], [2].

În scopul realizării unei rădăcini a cusăturii sudate, pătrunse şi compacte, rostul dintre capetele pregătite pentru teşire (la care s-au folosit inele de sprijin ale stratului de bază al cusăturii) a fost de 5 mm, faţă de ceea ce se recomandă în literatură 1,5—3 mm [3]. Mărimile sînt indicate în figura 2.

Depunerea succesivă a straturilor ce formează cusătura s-a făcut ca în figura 3.

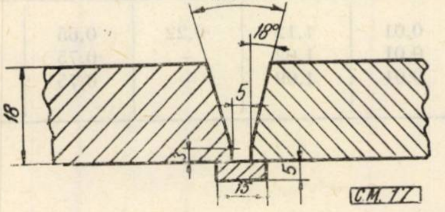


Fig. 2. Pregătirea marginilor conductei în vederea sudării

Pentru efectuarea analizei structurale a cusăturilor sudate, în tabela 3 se dau compoziţiile chimice corespunzătoare celor trei sorturi de electrozi folosiţi în lucrarea de faţă.

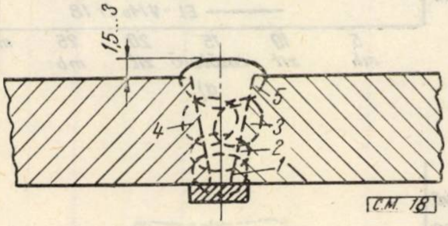


Fig. 3. Depunerea succesivă a rîndurilor ce formează îmbinarea prin sudare.

Se remarcă, de asemenea că nu există diferenţe mari între compoziţia chimică iniţială a electrozilor şi cea rezultată din cusăturile sudate, cum şi între aceasta din urmă şi metalul de bază. Singur conţinutul în molibden creşte cu 0,05 %, datorită introducerii acestuia în învelişul electrodului.

Oţelul 12 × 1MF, făcînd parte din clasa oţelurilor perlitice, are structura masei de bază hipereutectoidă. Din această cauză la răcire există pericolul apariţiei structurilor în afară de echilibru, neplastice, datorită descompunerii austenitei atît în zona de trecere în ZIT, cît şi în sudură care se încălzeşte în timpul sudării peste temperatura critică A_{c3}.

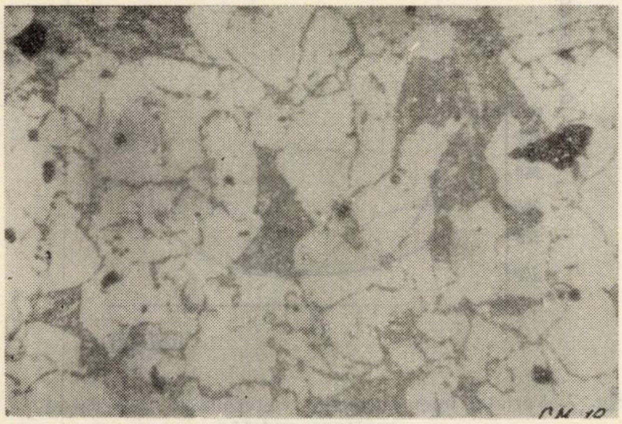
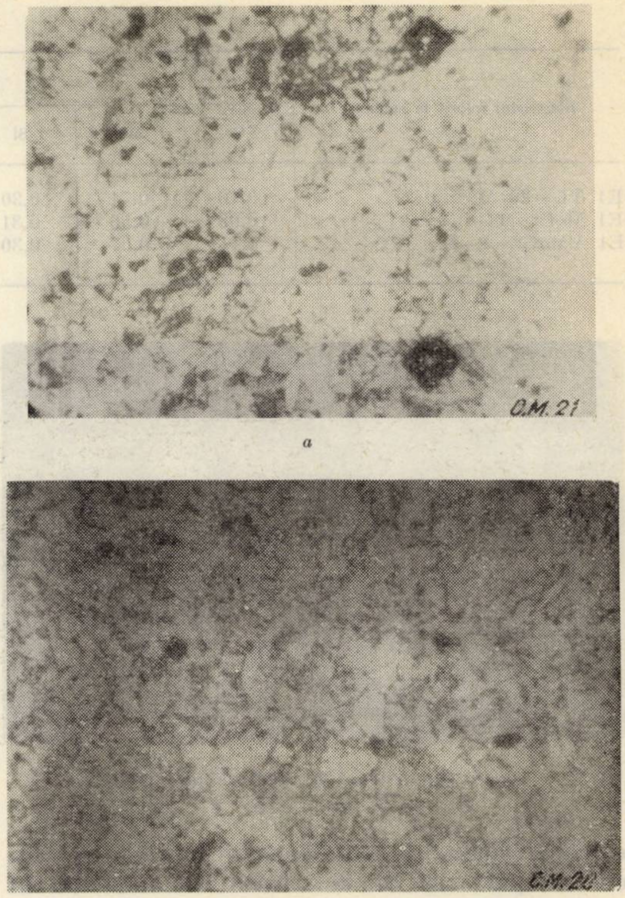


Fig. 4. Microstructura masei de bază a oţelului 12 x 1M∅.



a

b

Fig. 5. Microstructura zonelor de trecere după sudare. (*a* – cu electrod El–20 B; *b* – cu electrod El – VM0 Cr 1 – B).

Cantitatea şi natura constituenţilor duri depinzînd nu numai de temperatură, durată şi viteză de încălzire, ci şi de viteza de răcire, în special între temperaturile de 700—400°C (cînd valorile vitezei de răcire trebuie să fie minime) după sudare, răcirea s-a realizat în aer liniştit (în încăpere închisă) la temperatura mediului ambiant.

Viteza de răcire a zonelor apropiate sudurii, practic, este cuprinsă între 10 şi 20°C/s [4], şi pentru oţelul considerat vor fi caracterizate printr-o structură martensitică cu duritatea ridicată, iar tenacitate şi plasticitate reduse. Pentru a verifica acest lucru s-a procedat la cercetarea microscopică după sudare.

Condiţiile tehnologice de sudare fiind identice în toate cele trei cazuri, modificările structurale se pot datora influenţei electrozilor.

În figura 5 sînt redate microstructurile ZIT şi în figura 6 sudura.

Din analiza figurilor 5 şi 6 reiese că în toate cazurile structura este perlito-sorbitică cu întindere relativ egală pentru toţi electrozii.

În cazul folosirii electrozilor ce conţin vanadiu ZIT are o întindere de 4 mm, iar pentru

Tabela 3

Electrodul folosit la sudare	Conținutul elementelor componente %								
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo	V
El ȚL–20 M	0,10	0,71	0,30	0,01	0,01	1,12	0,22	0,65	0,17
El MoCr–1–B	0,08	0,56	0,31	0,01	0,01	1,02	—	0,75	—
El VMoCr–1–B	0,11	0,67	0,30	0,01	0,01	1,09	—	0,75	—

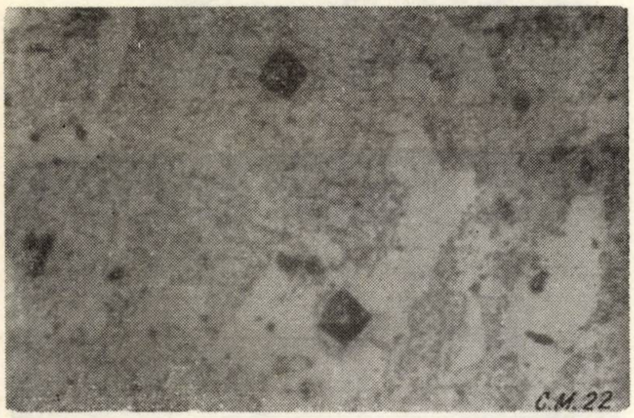


Fig. 6. Microstructura materialului depus.

celelalte sorturi 3 mm. Zona se mărește o dată cu îndepărtarea de la stratul de rădăcină al cusăturii.

Prezența feritei în structură se datorește atît vitezei mari la sudare, care duce la temperaturi cuprinse între Ac1 și Ac3, cît și unei viteze de răcire lente. Cantitatea de ferită din ZIT este aproximativ aceeași pentru toate sorturile, iar în sudură, mai mare la sudarea cu ElMoCr-1B și cea mai mică la cel cu conținut de vanadiu românesc.

În figura 7 se prezintă microduritățile efectuate cu aparatul PMZ-3 cu sarcina 50 gf.

Structurile diferitelor zone fiind neomogene, probele s-au supus la două tipuri de tratamente termice: revenire și normalizare [1].

Pentru a vedea influența temperaturii de revenire, menținerea s-a executat la 740 și 650°C, timp de 4 ore, cu răcire ulterioară în aer liniștit. Studiile au arătat că la temperatura de revenire de 650°C (fig. 9) se obțin practic aceleași structuri în toate zonele ca și la temperatura de 740°C (fig. 8, *b* și 9, *b*) recomandată de [1].

În figura 10 (fig. 10, *a* — cusătură, 10, *b* — ZIT) se redau microstructurile obținute după normalizare la temperatura de 970°C timp de 20 min, microstructurile fiind asemănătoare pentru cei trei electrozi.

Figura 11 redă structurile masei metalului de bază obținute prin tratamente termice (fig. 11, *a* — 650°C; 11, *b* — 740°C; 11, *c* — 970°C).

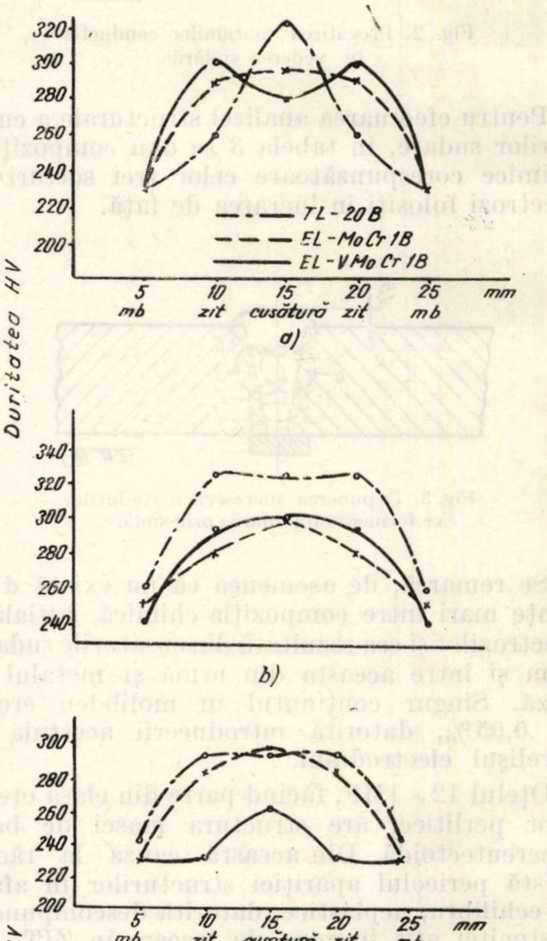
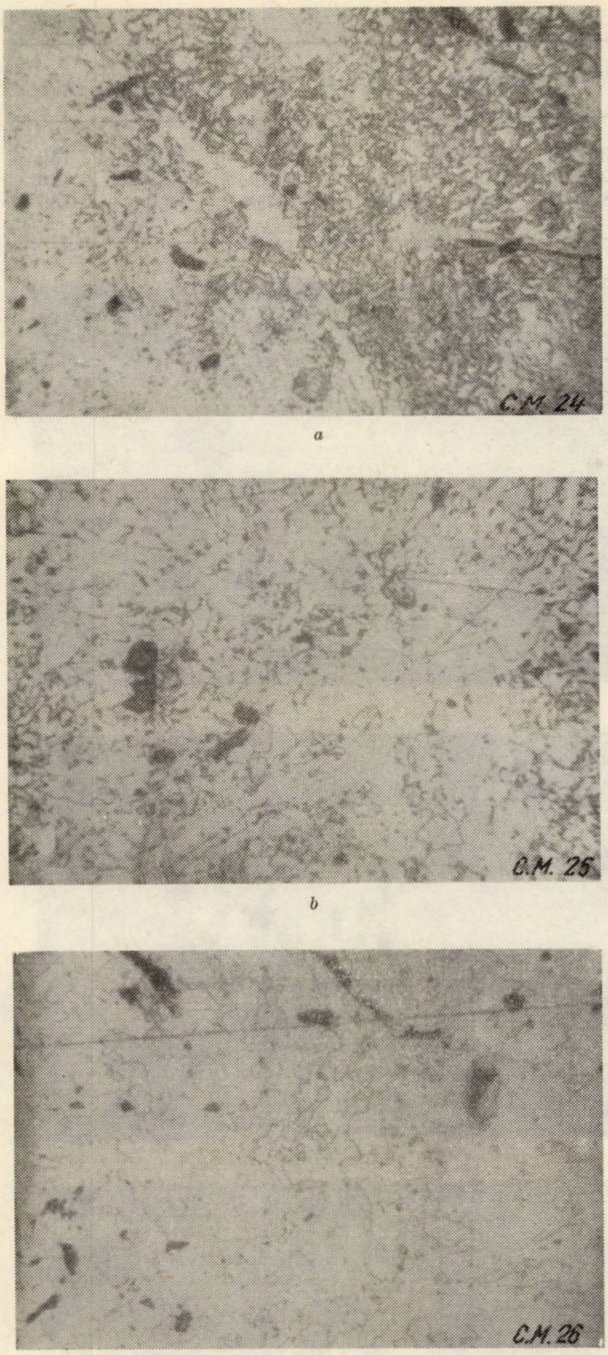


Fig. 7. Variația microdurităților determinate transversal pe cusătura sudată:

a — după sudare; *b* — după revenire la 650°C; *c* — după revenire la 740°C; *d* — după normalizare.



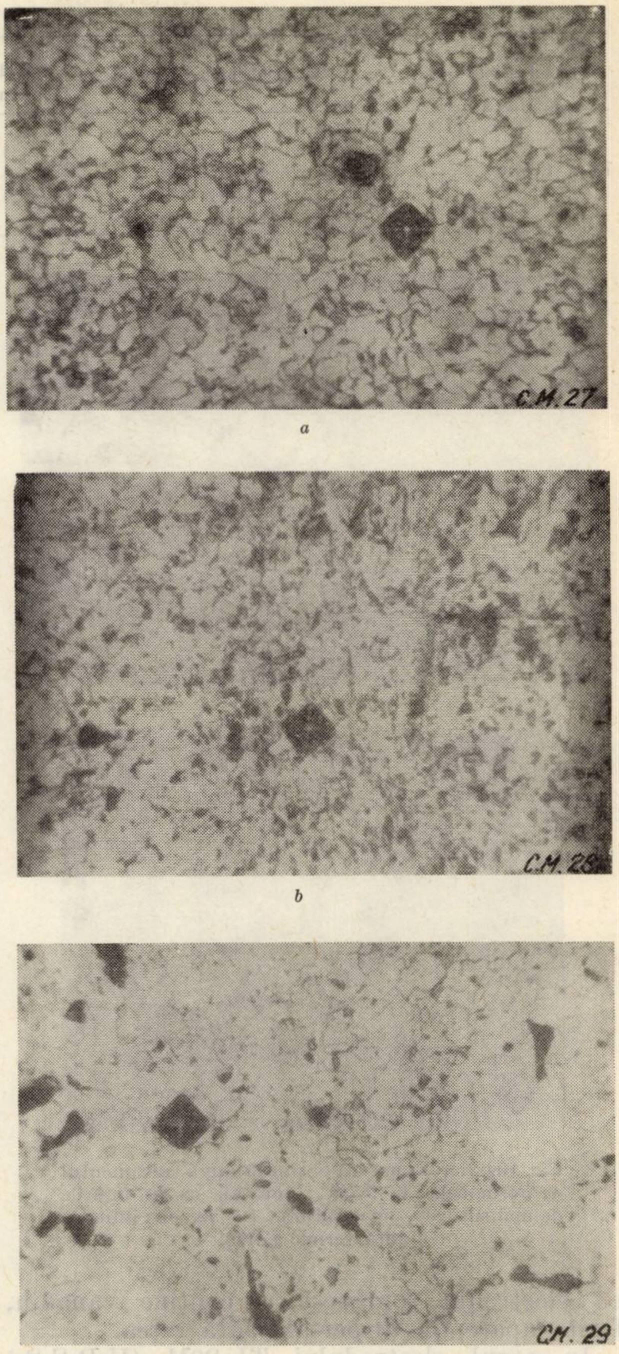
a

b

c

Fig. 8. Microstructurile zonelor sudate după tratament termic la 740°C.

a – cu electrod TL–20B ; *b* – cu electrod EL–MoCr1B ; *c* – cu electrod EL–VMoCr1B.



a

b

c

Fig. 9. Microstructura în zona influențată termic (ZIT) după recoacere la 650°C :

a – cu electrod TL–20B ; *b* – cu electrod EL–MoCr1B ; *c* – cu electrod EL–VMoCr1B.

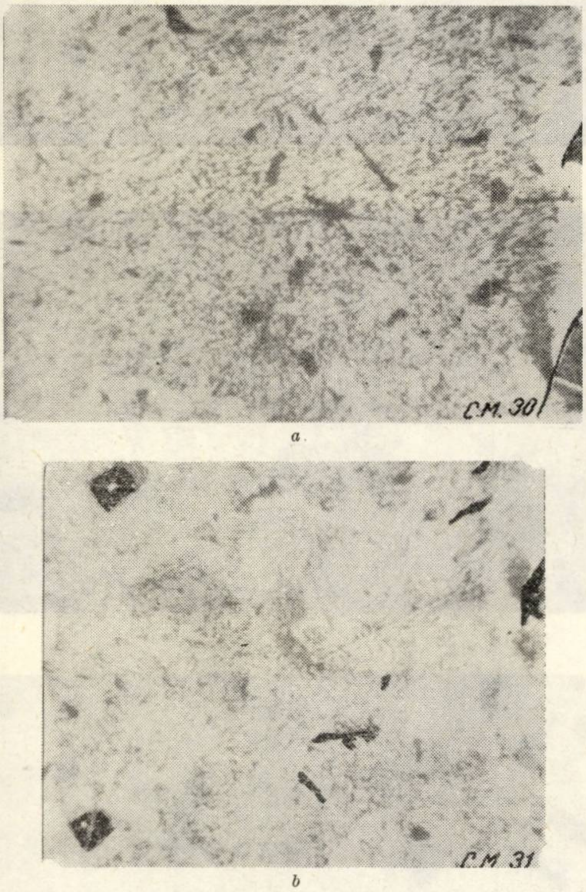
Din analiza microstructurală reiese că după tratament termic de revenire după sudare se omogenizează structurile tuturor zonelor, iar în ZIT se reduce duritatea datorită dispariției sorbitei. Nu sînt diferențe de microstructură și duritate în cazul celor două temperaturi de revenire (650 și 740°C).

În cazul normalizării, datorită temperaturii ridicate, cantitatea de ferită este mai mare în toate zonele față de cele la revenire. Cantitatea de ferită în zona sudată crește considerabil față de celelalte zone. În masa de bază ferita apare sub formă de rețea în toate cazurile, iar ZIT dispare confundîndu-se cu masa metalului de bază.

În toate cazurile sudura nu este compactă, iar după aplicarea unui tratament corespunzător de normalizare se obține, la cusăturile executate cu electrodul românesc fără vanadiu, ferită în rețea, în timp ce la sudurile executate

Tabela 4

Oțelul supus sudării	Electrodul intrebuințat la sudare	Ø el, mm	$\sigma_c$kgf/mm²	$\sigma_r$kgf/mm²	δ %	ψ %	K kgfm/cm²	α °C
12 × 1 MΦ	E1 PL−20 B	4	33,8	51	20	68	12,6	180
	E1 MoCr 1 B	4	32,7	54,5	21,5	71,9	12,9	180
	E1 VMoCr 1 B	4	38,7	56,3	19,9	61,5	13,6	180



a

b

Fig. 10. Microstructura obținută după tratamentul de normalizare la 970°C. Notațiile ca în figurile de mai sus : *a* — în cusătură ; *b* — în zona influențată termic (ZIT).

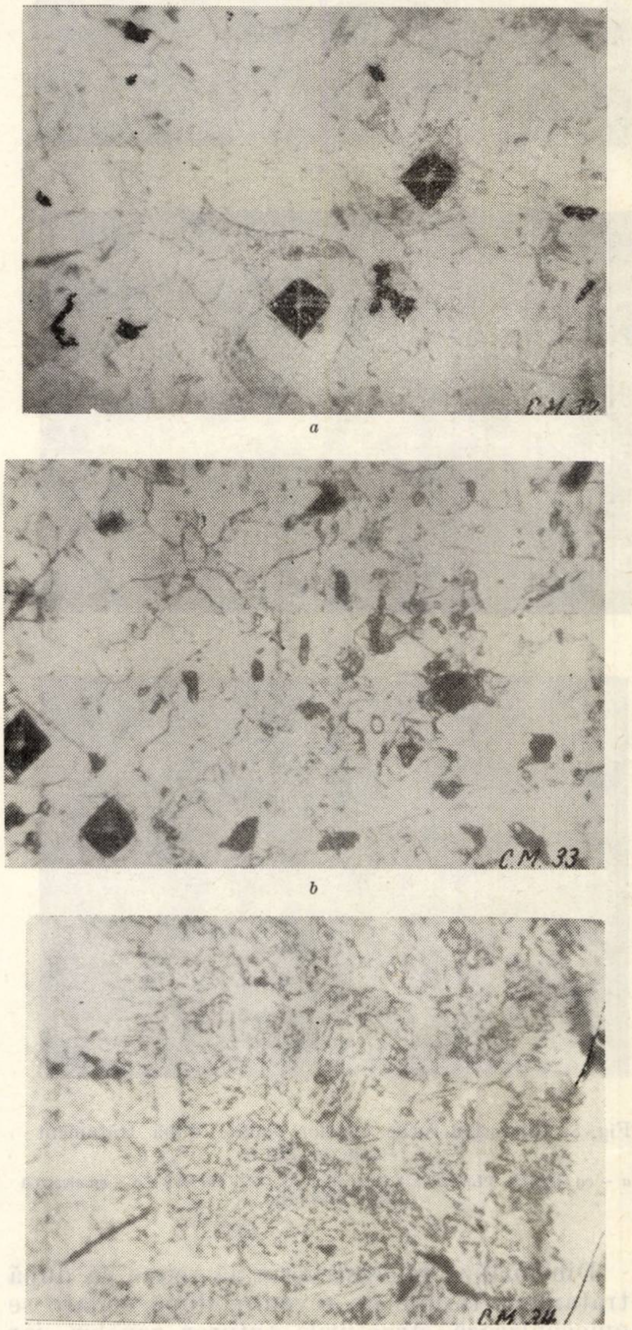
cu electrodul românesc ce conține vanadiu, ferita apare fin dispersată fără rețea.

În cazul electrodului ȚL-20M (U.R.S.S.) ferita apare în rețea, dar în cantitate mai mică.

În afară de controlul vizual al calității sudurii, al compoziției chimice și al structurilor diferitelor zone, îmbinările sudate pentru aceste oțeluri se supun și încercărilor mecanice [1].

În tabela 4 se prezintă valorile comparative, obținute la îmbinările sudate folosind cele trei sorturi de electrozi, după STAS 5540-57.

Valorile din tabela 4 obținute după tratamentul termic de revenire la 750°C timp de 3 ore, cu răcire lentă în aer liniștit, atît pentru rezistență cît și pentru plasticitate indică o bună concordanță cu structurile obținute în diferite zone.



a

b

c

Fig. 11. Microstructurile masei metalului de bază : *a* — revenit la 650°C ; *b* — revenit la 740°C ; *c* — normalizat la 970°C.

Toate epruvetele s-au rupt în afara cusăturii, din care majoritatea în materialul de bază neinfluențat termic în procesul de sudare.

Din cele șapte epruvete încercate pentru fiecare sort de electrozi la cele sudate cu electrozi indigeni ce conțin vanadiu, una singură s-a rupt în zona influențată termic (ZIT), iar la cele sudate cu electrodul de proveniență U.R.S.S. — trei bucăți.

În concluzie, procesul tehnologic de sudare cu electrozi indigeni se poate efectua asemănător cu cel prescris pentru electrozii din import U.R.S.S. din sortul ŢL-20M.

Compozițiile chimice în sudurile efectuate cu cele trei sorturi de electrozi sînt foarte apropiate de cea a metalului de bază.

Structurile obținute după tratamentul termic de revenire sînt mai favorabile decît cele netratate (în privința durității) sau cele normalizate (privind repartiția feritei).

Nu se observă diferențe de structuri în cazul revenirilor la 740 respectiv 650°C astfel că se recomandă ca revenirea după sudare să se facă la 650°C.

Tratamentul termic de normalizare nu poate fi recomandat datorită cantității mari de ferită ce apare și în unele cazuri sub formă de rețea.

Se remarcă o rezistență superioară în cazul sudurilor efectuate cu electrozi din sorturile de fabricație indigenă, reziliența și unghiul de îndoire fiind foarte apropiate pentru cele trei sorturi de electrozi.

Cercetarea sudurilor în exterior și pe secțiuni transversale și longitudinale pe cusături, atît vizuală cît și microscopică, nu a reliefat defecte din sudare. La aceleași concluzii a dus și cercetarea cu radiații Röntgen.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Livșiț, L. S.* Svarca legirovonnîh stalei na montajnîh rabotah v stroitelistve, Gosstroiizdat, 1962.

[2] *Seferian, D.* Métallurgie de la soudure, cap. 12, Paris, Dunod, 1966.

[3] *Breazu, M.* ș.a. Îndrumătorul sudorului. București, Ed. tehnică, 1966.

[4] *Rîkalin, N,.N* Rasciotî teplovîh proțessov pri svarke, Mașghiz, 19—1951.

CZ 621.914.02 : 621.923.6

előállítás élezés

Unele probleme privind precizia de execuție și ascuțire a frezelor-melc

marás

Ing. Aurel PETRESCU – I.C.P.M.U.A. – București

După cum este cunoscut, forma flancurilor danturii unei roți dințate cilindrice, cu profil în evolventă prelucrată cu freză-melc, rezultă prin rularea unui segment al dreptei generatoare pe cercul de bază al roții respective [1]. Deoarece freza-melc are un număr finit de dinți z, numai punctele $M_1, M_2, \ldots M_n$ ale segmentului de angrenare determinate de intersecțiile sale cu profilele sculei în timpul rulării vor participa la obținerea formei flancului dintelui roții (fig. 1). În consecință, acesta se va deosebi de profilul în evolventă, fiind de fapt o curbă aproximată printr-un număr finit de segmente de dreaptă $\overline{E_2 E_4}$, $\overline{E_4 E_6}$ etc., tangente la profilul teoretic (fig. 2) și avînd deci numai cîte un singur punct comun cu acesta. Amplitudinea acestor abateri geometrice Δf depinde [2] de: raza cercului de bază al roții R_0, de unghiul de angrenare α_x al punctului considerat de pe profil situat la raza R_x, numărul de dinți Z_p al roții prelucrate, numărul de începuturi k_f al sculei și de numărul de dinți Z al frezei-melc și poate fi calculată cu relația:

$$\Delta f = R_0 \cdot \mathrm{tg}\alpha_x \cdot \frac{\pi^2 \cdot k_f^2}{4Z^2 \cdot Z_p^2}. \qquad (1)$$

Peste această distribuție de abateri geometrice, inerente procedeului de prelucrare, se suprapun [3], [4], [5], o serie de abateri tehnologice care apar datorită impreciziei frezei-melc, slabei rigidități dinamice a sistemului tehnologic mașină-sculă-piesă și impreciziei raportului de rulare $i\left(i = \frac{\text{turația frezei melc}}{\text{turația mesei mașinii}}\right)$.

Din punctul de vedere al preciziei rulării, influența abaterilor tehnologice poate fi transformată în variația unui singur parametru — eroarea de poziție Δi a punctelor $M_1 \ldots M_n$ distribuite uniform din punct de vedere teoretic în lungul segmentului de angrenare [4] (fig. 1 și 3).

Erorile de poziție Δi vor produce (fig. 3) noi și importante abateri ale profilului flancului dintelui prelucrat față de profilul în evolventă.

În cazul utilizării unor mașini de frezat roți dințate, caracterizate printr-o precizie ridicată a lanțurilor cinematice și o bună rigiditate dinamică, mărimile erorilor Δi vor depinde în mare măsură numai de imprecizia frezei-melc. În vederea stabilirii unor relații cantitative între erorile frezei-melc și eroarea probabilă a formei profilului dintelui roții prelucrate $(Efp)_{roată}$ (STAS 6273-60), prin intermediul erorilor Δi, s-a considerat pentru calcul un complex de erori format din : erori ale punctelor tăișurilor față de elicea teoretică a dinților sculei ; erori ale formei profilului în planul teoretic al suprafeței de degajare, plan determinat de $\gamma = 0$; bătaia axială și bătaia radială a elicei dinților (bătăi care apar datorită așezării defectuoase a sculei pe dorn, în fazele de execuție sau de exploatare).

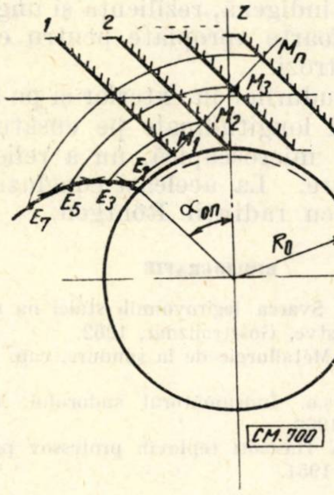

1
2
Z
M_n
M_3
M_2
M_1
E_3
E_5
E_7
α_{on}
R_0
CM.700

Fig. 1

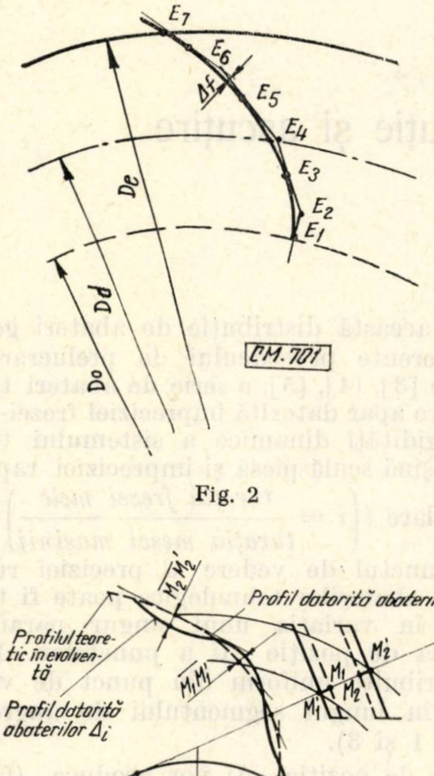

E_7
E_6
Δf
E_5
E_4
E_3
E_2
E_1
De
Dd
Do
CM.701

Fig. 2

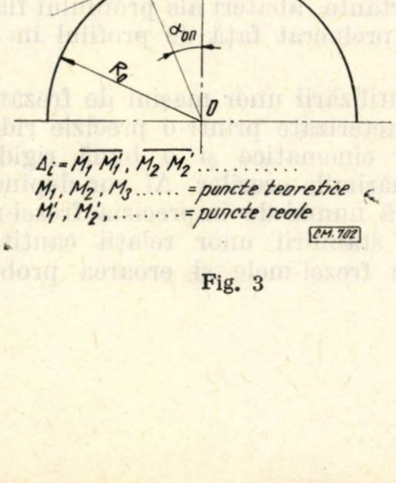

Profil datorită abaterilor Δf
Profilul teoretic în evolventă
Profil datorită abaterilor Δi
M_2
M_2'
M_1
M_1'
α_{on}
R_0
0
$\Delta_i = \overline{M_1 M_1'}, \overline{M_2 M_2'}$ ....
M_1, M_2, M_3 ..... = puncte teoretice
M_1', M_2' ..... = puncte reale
CM.702

Fig. 3

Adăugînd la aceste considerații recomandările STAS 3092-67, DIN 3968 și BS 2062-53, în articol s-a adoptat pentru aprecierea preciziei frezelor-melc, următorul complex de indici de precizie (simboluri și definiții — STAS 3092-67) : Ee_1, Efp, Efd, brg, bfg.

a) Eroarea elicei dinților la o rotație Ee_1 se măsoară, în direcție axială, pe un cilindru de diametru $d_x = 0{,}5\,(De - ho)$.

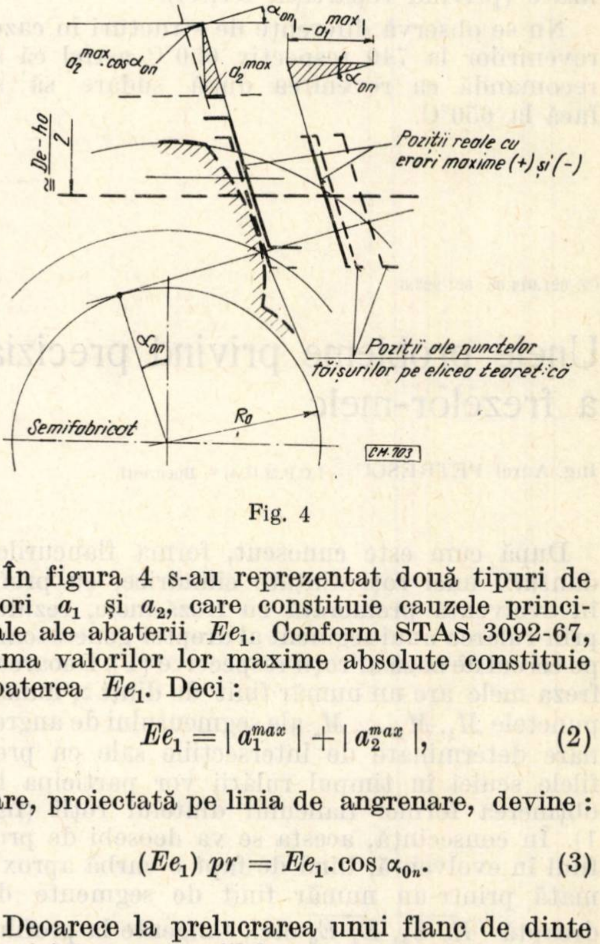

α_{on}
a_1^{max}
$a_2^{max} \cdot \cos\alpha_{on}$
a_2^{max}
$\frac{De-ho}{2}$
Poziții reale cu erori maxime (+) și (−)
Poziții ale punctelor tăișurilor pe elicea teoretică
Semifabricat
R_0
CM.703

Fig. 4

În figura 4 s-au reprezentat două tipuri de erori a_1 și a_2, care constituie cauzele principale ale abaterii Ee_1. Conform STAS 3092-67, suma valorilor lor maxime absolute constituie abaterea Ee_1. Deci :

$$Ee_1 = |a_1^{max}| + |a_2^{max}|, \qquad (2)$$

care, proiectată pe linia de angrenare, devine :

$$(Ee_1)\,pr = Ee_1 . \cos\alpha_{0n}. \qquad (3)$$

Deoarece la prelucrarea unui flanc de dinte participă toate profilele care parcurg segmentul de angrenare respectiv, este necesar ca valoarea $(Ee_1)\,pr$ să fie corectată cu efectul gradului de acoperire ε_r. Ținînd seamă de faptul că raportul toleranțelor elicei dinților la o rotație, respectiv la trei rotații (conform STAS 3092-67), păstrează o valoare constantă la toate clasele de precizie ale frezelor-melc în intervalul de module $m = 2{,}5\ldots20$ mm, se poate scrie :

$$\frac{Te_3}{Te_1} \cong 1{,}6 \cong \text{ct.} \qquad (4)$$

şi presupunînd că pînă la rotaţia a treia, eroarea elicei dinţilor variază liniar, se propune corectarea valorii erorii Ee_1 cu un coeficient avînd valoarea:

$$K = \frac{-0{,}94\,(1-\varepsilon_F)\cdot(1-1{,}6)}{2\ rot},$$

deci:

$$K = 0{,}28\ \varepsilon_F + 0{,}72. \qquad (5)$$

Prin urmare, dimensiunea corespunzătoare maximă a erorii de pe linia de angrenare, notată Δ_1, care apare datorită erorii elicei dinţilor sculei va fi:

$$\Delta_1 = (0{,}28\ \varepsilon_F + 0{,}72)\cdot Ee_1\cdot\cos\alpha_{0n}, \qquad (6)$$

unde gradul de acoperire este [7]:

$$\varepsilon_F = \frac{Z_p}{2\pi}(\mathrm{tg}\,\alpha_{c1} - \mathrm{tg}\,\alpha_{0n}) + \frac{a_0}{\pi m_n\cdot\sin\alpha_{0n}\cdot\cos\alpha_{0n}}. \qquad (7)$$

b) Eroarea profilului flancului *Efp* se reproduce în raport unitar pe linia de angrenare, conform consideraţiilor din STAS 3092-67 şi figura 3 şi deci influenţa sa maximă asupra profilului roţii este reprezentată de eroarea $\Delta 2$:

$$\Delta 2 = Efp. \qquad (8)$$

c) Eroarea de poziţie a feţei de degajare *Efd* produce un unghi de degajare $\gamma \neq 0$ al cărui efect poate fi apreciat (fig. 5) astfel:

În timpul rotaţiei sculei, punctul *B* care aparţine dintelui real va descrie un cerc de rază R_1, ajungînd în *C*. Din ΔA_1ED_1, ΔA_1FB_1, rezultă unghiul normal real α_n, al profilului într-o secţiune normală a frezei-melc (STAS 3092-67).

Astfel:

$$\overline{ED_1} = \overline{FB_1} = ho\cdot\mathrm{tg}\,\alpha_{0n} = h\cdot\mathrm{tg}\,\alpha_n$$

de unde:

$$\mathrm{tg}\,\alpha_n = \frac{h_0}{h}\cdot\mathrm{tg}\,\alpha_{0n} = \frac{h_0}{h_0+\overline{DC}}\cdot\mathrm{tg}\,\alpha_{0n}. \qquad (9)$$

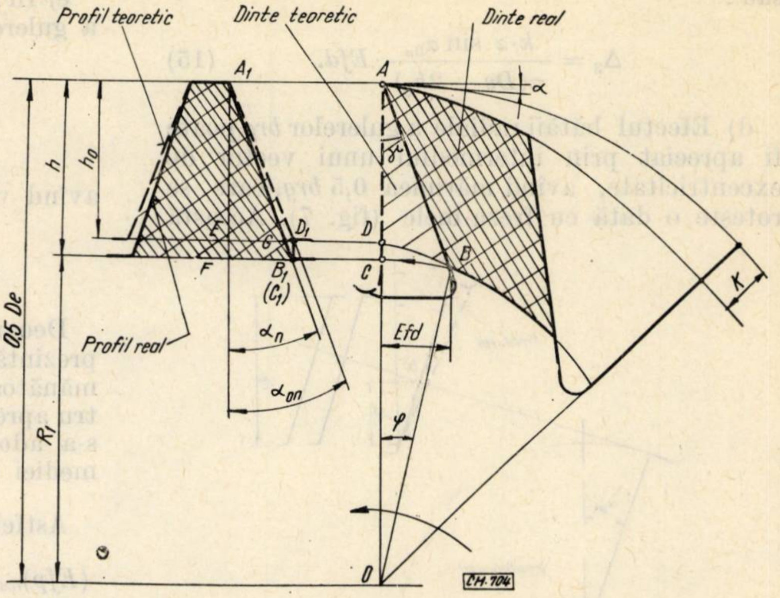


Fig. 5

Dar $\overline{DC}$ nu este altceva decît o adîncime de detalonare corespunzătoare unghiului la centru φ, şi deoarece [6]:

$$\overline{DC} = \frac{k\cdot\varphi^\circ z}{360^\circ} = \frac{\pi De\cdot\mathrm{tg}\alpha\cdot\varphi^\circ\cdot z}{Z\cdot 360^\circ} = \frac{\pi De\cdot\varphi^\circ\cdot\mathrm{tg}\alpha}{360^\circ} \qquad (10)$$

unde α este unghiul de aşezare al frezei-melc detalonate şi $k = \frac{\pi De\cdot\mathrm{tg}\alpha}{Z}$ este adîncimea de detalonare [6], iar

$$\varphi^{rad} = \frac{Efd}{R_1} = \frac{2\ Efd}{De - 2h_0 - 2\overline{DC}}, \qquad (11)$$

respectiv:

$$\varphi^\circ = \frac{360^\circ\cdot Efd}{\pi(De - 2h_0 - 2\overline{DC})}, \qquad (12)$$

rezultă că adîncimea de detalonare suplimentară este:

$$\overline{DC} = \frac{k\cdot z}{360^\circ}\cdot\frac{360^\circ\cdot Efd}{\pi\,(De - 2h_0) - \overline{DC}}.$$

Deoarece:

$$(De - 2\,h_0) \gg \overline{DC},$$

rezultă:

$$\overline{DC} \cong \frac{k\cdot z\cdot Efd}{\pi(\mathrm{De} - 2h_0)}, \qquad (13)$$

sau:

$$\overline{DC} \cong \frac{De\cdot Efd\cdot\mathrm{tg}\alpha}{De - 2h_0}.$$

Conform figurilor 5 şi 6, valoarea maximă a erorii corespunzătoare de poziţie, notată $\Delta 3$, se va găsi în poziţia $h_x = h_0$ şi deci:

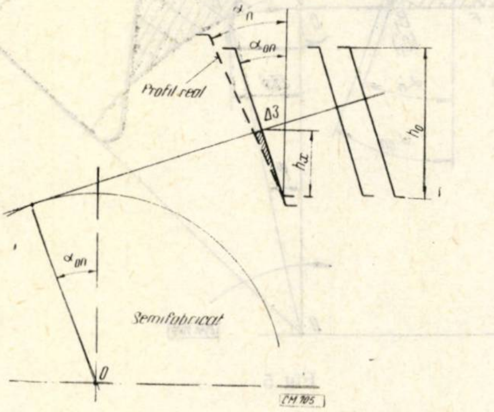
$$\Delta_3 = \overline{GD_1} \cong B_1D_1\cdot\sin\alpha_{0n} \cong DC\cdot\sin\alpha_{0n},$$

$$\Delta_3 = \frac{De\cdot\mathrm{tg}\,\alpha\cdot\sin\alpha_{0n}}{De - 2h_0}\cdot Efd \qquad (14)$$

sau:

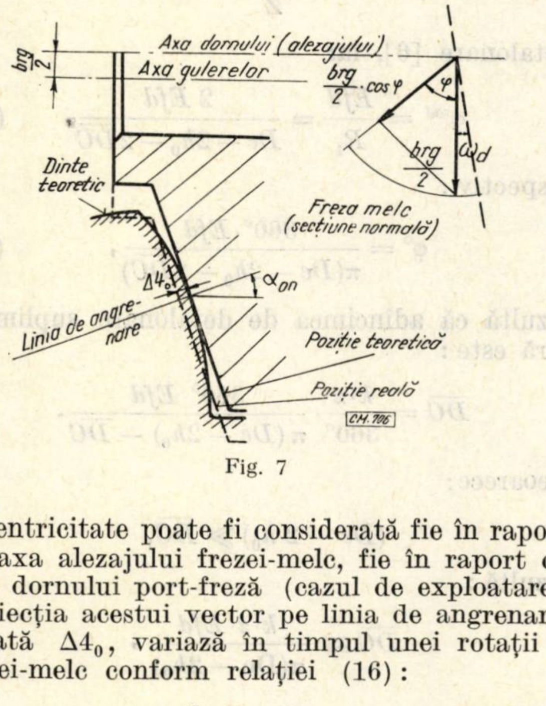
$$\Delta_3 = \frac{k \cdot z \cdot \sin \alpha_{0n}}{\pi(De - 2h_0)} \cdot Efd. \qquad (15)$$

d) Efectul bătăii radiale a gulerelor *brg* poate fi apreciat prin intermediul unui vector de excentricitate, avînd mărimea 0,5 *brg*, care se rotește o dată cu freza-melc (fig. 7). Această excentricitate poate fi considerată fie în raport cu axa alezajului frezei-melc, fie în raport cu axa dornului port-freză (cazul de exploatare). Proiecția acestui vector pe linia de angrenare, notată $\Delta 4_0$, variază în timpul unei rotații a frezei-melc conform relației (16):



α_n
α_{0n}
Profil real
Δ3
h_x
h_0
α_{0n}
Semifabricat
0
CM 705

Fig. 6



$\frac{brg}{2}$
Axa dornului (alezajului)
Axa gulerelor
$\frac{brg}{2} \cdot \cos\varphi$
φ
$\frac{brg}{2}$
ωd
Dinte teoretic
Freza melc (secțiune normală)
$\Delta 4_0$
α_{0n}
Linia de angrenare
Poziție teoretică
Poziție reală
CM 706

Fig. 7

$$\Delta 4_0 = \frac{brg}{2} \cdot \cos\varphi \cdot \sin\alpha_{0n}, \qquad (16)$$

atingînd valoarea maximă:

$$\Delta 4_0^{max} = brg \cdot \sin \alpha_{0n} \cdot \frac{1}{2} \cdot \qquad (17)$$

Ținînd seamă de poziția de exploatare a frezei-melc, această valoare se corectează cu influența unghiului elicei canalelor ωd:

$$\Delta 4 = brg \cdot \sin \alpha_{0n} \cdot \cos \omega d . \frac{1}{2} \cdot \qquad (18)$$

e) În mod asemănător, efectul bătăii frontale a gulerelor *bfg* poate fi exprimat sub forma:

$$\Delta 5_0 = \frac{bfg}{2} \cdot \cos\varphi \cdot \cos \alpha_{0n} \cdot \cos \omega d, \qquad (19)$$

avînd valoarea maximă:

$$\Delta 5^{max} = bfg \cdot \cos\alpha_{0n} \cdot \cos \omega d \cdot \frac{1}{2}. \qquad (20)$$

Deoarece erorile de poziție Δf, $\Delta 1 \ldots \Delta 5$, prezintă o variație neuniformă cu efecte asemănătoare unei distribuții statistice [2], pentru aprecierea valorii probabile a erorii $(Efp)_{roată}$ s-a adoptat principiul însumării sub forma mediei pătratice.

Astfel:

$$(Efp)_{roată} = k_0 \sqrt{\Delta f^2 + \Delta 1^2 + \Delta 2^2 + \Delta 3^2 + \Delta 4^2 + \Delta 5^2} \qquad (21)$$

unde k_0 are valorile [2]: $k_0 = 0,72$ pentru valoarea medie și $k_0 = 1,13$ pentru valoarea maximă.

În vederea determinării valorii erorii probabile a formei profilului roții, care apare numai datorită impreciziei frezelor melc cu un început, pentru finisarea roților dințate cilindrice avînd profilul în evolventă și cremaliera de referință conform STAS 821-63, cu modul de la 1 la 10 mm, relațiile (1), (6), (8), (15), (18), (20) au fost particularizate și reprezentate în tabela 1 pentru valorile: $\alpha_{0n} = 20°$, $h_0 = 2,25$ mm, $\alpha = 15°$ [6], $k_f = 1$, $m_n = 1 \ldots 10$ mm, $\alpha_x = 20°$, $\varepsilon_F = 1,878 - \frac{3,18}{Z_p}$, și diametre de roți din intervalul $Dp = 80 \ldots . 200$ mm. Dimensiunile frezelor-melc au fost adoptate din STAS 3092-67.

Tabela 1

Condiții tehnologice	Diametre piesă: $Dp = 80 \ldots 200$ mm				
	m_n, mm	2,5	4	6	10
	Z freză	13	10	9	9
	Z roată (max)	80	50	33	20
Erori de poziție Δi, μm	Δf, μm	0,08	0,34	0,95	2,62
	Δ_1	$\sim 1,22\ Ee_1$			
	Δ_2	Efp			
	Δ_3	$\sim 0,11\ Efd$			
	Δ_4	$\sim 0,34\ brg$			
	Δ_5	$\sim 0,94\ bfg$			

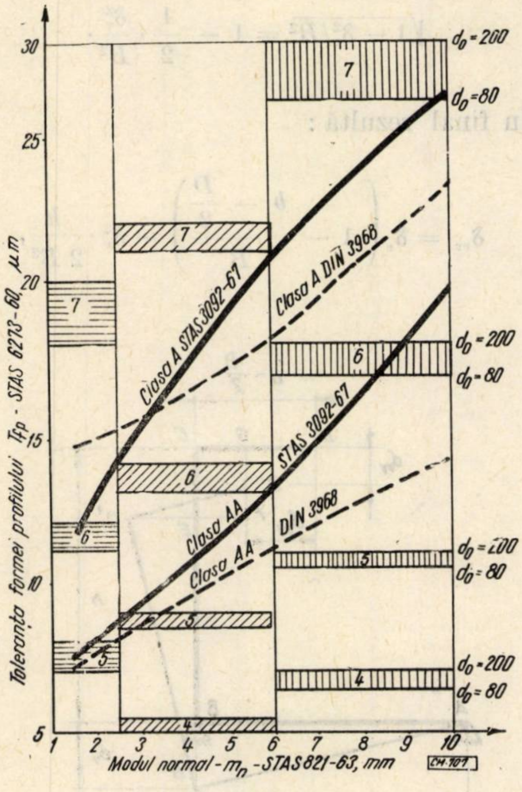


Fig. 8

Pe baza acestor relaţii şi a formulei (21), s-a calculat şi reprezentat în figura 8 variaţia valorii medii a indicelui de precizie *Efp*—STAS 6273-60 în funcţie de toleranţele claselor de precizie ale frezelor melc de diferite provenienţe. În aceeaşi figură, pentru comparaţie, au fost trasate şi cîmpurile de toleranţe ale indicelui de precizie *Efp* — STAS 6273-60, pentru clasele 4...7.

Din figura 8 se remarcă tendinţele de variaţie a preciziei frezelor-melc şi a roţilor prelucrate, care coincid în general şi deci se poate face o apreciere directă (tabela 2) între clasa de precizie a sculei utilizate şi clasa probabilă a roţii, din punctul de vedere al criteriului de funcţionare lină în angrenare (STAS 6273-60).

Tabela 2

Clasa de precizie a frezei-melc, conform	STAS 3092—60			DIN 3968		
	AA	A	B	AA	A	B
Clasa probabilă de precizie a roţii STAS 6273—60	6	7	8	5—6	7	8

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Angrenaje. Ed. tehnică, 1962.

[2] *Farber, A.M.* Precizia tehnologică a maşinilor de danturat (traducere din limba rusă), I.D.T., 1958.

[3] *Holze, G.* Probleme der Oberflächenmessung an Zahnrädern. Werkstattstechnik, nr. 1, ian 1969.

[4] *Opitz, H.* şi De *Jong, H.* Der Einfluss der Wälzgenauigkeit von Verzahnmaschinen auf die Fertigungsgenauigkeit und das Laufverhalten von Stirnradgetrieben, Köln, 1964.

[5] *Baxter, R.L.* şi *Bernhard, D.L.* Vibraţiile, un instrument indicator. Mechanical Engineering, 90, nr. 3, mart 1968.

[6] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Ed. tehnică, 1962.

[7] *Horovitz, B.* Angrenaje cilindrice. Ed. tehnică, 1959.

CZ 621.941—216—231.323

Variatia preciziei de prelucrare în funcţie de uzura ghidajelor batiului la strunguri

Ing. Ştefan RUSU — Institutul de Construcţii — Bucureşti

Precizia constructivă a maşinilor-unelte nu are un caracter constant, ci, după o perioadă de funcţionare, datorită deformărilor ce se produc în diferite piese, cum şi datorită uzurilor acestora, se ajunge la dispariţia caracteristicilor de recepţionare ale maşinii-unelte respective. Din acest punct de vedere, uzura ghidajelor maşinii-unelte are o influenţă hotărîtoare deoarece ea duce la pierderea parametrilor geometrici iniţiali ai traiectoriilor organelor mobile şi, prin aceasta, la denaturarea curbei generatoare din procesul de prelucrare prin aşchiere, respectiv la abateri dimensionale şi de formă ale piesei. Practica a arătat că scoaterea din funcţiune a maşinilor-unelte este cauzată în mare parte de pierderea preciziei de prelucrare şi a rezistenţei la vibraţii datorită uzurii ghidajelor şi în mai mică măsură datorită distrugerii unor alte organe sau subansamble ale maşinii.

Influenţa uzurii ghidajelor batiului asupra preciziei de prelucrare va fi analizată la un ghidaj combinat — prismatic, în A, cu plan — întîlnit de obicei la strunguri şi a cărui frecventă utilizare îşi găseşte raţiunea în obţinerea unor presiuni de contact cît mai mici pe suprafeţele portante, în preluarea automată a jocurilor din uzură, în obţinerea unei precizii ridicate de deplasare a organelor mobile etc. Pentru a calcula abaterea dimensională ΔD datorită unor uzuri ale ghidajelor, presupuse cunoscute și măsurate normal pe suprafețele de conducere, se consideră situația din figura 1.

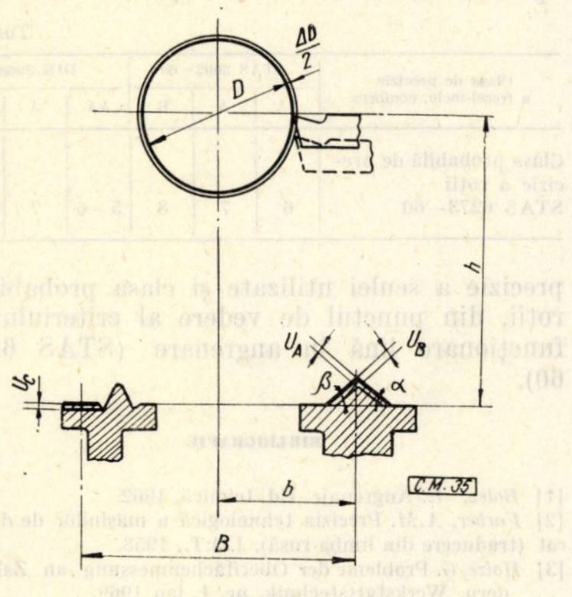


Fig. 1

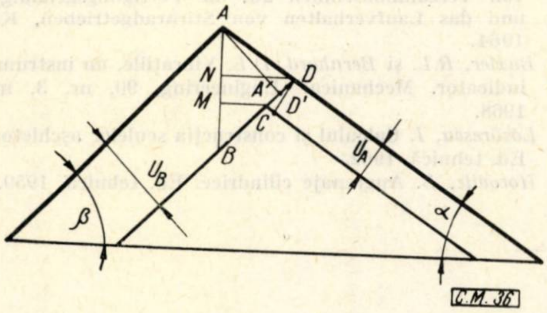


Fig. 2

Uzurile U_A și U_B ale suprafețelor ghidajului prismatic determină o deplasarea a vîrfului acestuia din A în C corespunzător unei deplasări verticale $\delta_v = \overline{AM}$ și orizontale $\delta_0 = \overline{MC}$ (fig. 2) date de relațiile :

$$\delta_v = \frac{U_A \sin\beta + U_B \sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}, \tag{1}$$

$$\delta_0 = \frac{U_B \cos\alpha - U_A \cos\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \tag{2}$$

Deplasarea δ_v a cadrului $ABCD$ — considerat rigid și reprezentînd schematizarea organului mobil, respectiv a suportului portcuțit al strungului presupus — va determina la rîndul ei o deplasare orizontală δ_{v0} și verticală δ_{vv} a vîrfului D a cuțitului (fig. 3). La calculul acestora se va admite că $\overline{AB'} \cong B$, deoarece $\delta_0 \ll B$ și că $\delta_v \ll B$, astfel că se poate scrie :

$$\sqrt{1 - \delta_v^2/B^2} = 1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\delta_v^2}{B^2}.$$

În final rezultă :

$$\delta_{vv} = \delta_v\left(1 - \frac{b - \frac{D}{2}}{B}\right) - \delta_v^2\cdot\frac{h}{2\,B^2}, \tag{3}$$

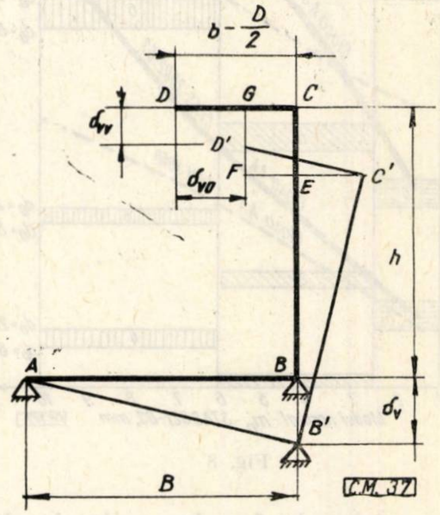


Fig. 3

și analog :

$$\delta_{v0} = \delta_v\frac{h}{B} + \delta_v^2\cdot\frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2}. \tag{4}$$

Uzura U_C a ghidajului plan, măsurată la fel ca și U_A și U_B normal pe suprafața ghidajului, coincide cu o cedare a reazemului A (fig. 4) al cadrului $ABCD$, provocînd deplasările δ'_{v0} pe orizontală și δ_{vv} pe verticală, date de :

$$\delta'_{vv} = U_C\cdot\frac{b - \frac{D}{2}}{B} + U_C^2\cdot\frac{h}{2B^2}, \tag{5}$$

$$\delta'_{v0} = U_C\cdot\frac{h}{B} - U_C^2\cdot\frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2}. \tag{6}$$

Ținînd seamă de relațiile (1)—(6), precum și de sensul deplasărilor calculate, se obține deplasarea rezultantă pe orizontală Δ_0 şi pe verticală Δ_v a vîrfului cuţitului:

$$\Delta_0 = \delta_0 + \delta_{v0} - \delta'_{v0} = \delta_0 + \delta_v \frac{h}{B} +$$

$$+ \delta_v^2 \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2} - U_c \cdot \frac{h}{B} + U_c^2 \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{2\,B^2},$$

$$\Delta_v = \delta_{vv} + \delta'_{vv} = \delta_v \left(1 - \frac{b - \frac{D}{2}}{B} \right) - \delta_v^2 \cdot \frac{h}{2B^2} +$$

$$+ U_c \frac{b - \frac{D}{2}}{B} + U_c^2 \cdot \frac{h}{2\,B^2}.$$

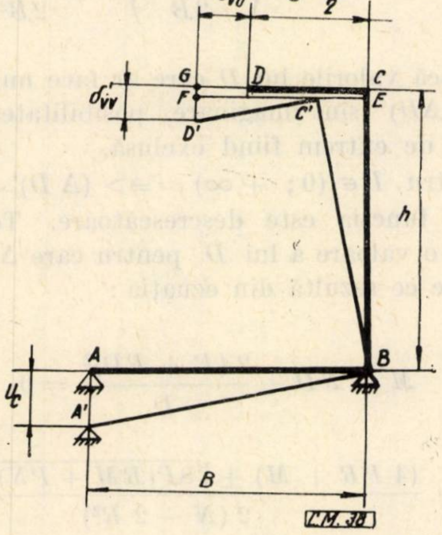


Fig. 4

Dintre acestea, Δ_0 se transmite integral asupra abaterii dimensionale ΔD a diametrului piesei ce se prelucrează, constituind o parte din această abatere: $\Delta_0 = \Delta D_0$ (fig. 5).

Deplasarea verticală Δ_v nu se transmite însă integral asupra lui ΔD şi influenţa acesteia asupra erorii de prelucrare va fi mult mai mică (fig. 6):

$$\Delta D_v = \frac{2\,(\Delta_v)^2}{D\left(\sqrt{1 + \frac{4\,(\Delta_v)^2}{D^2}} + 1\right)} \cong \frac{(\Delta_v)^2}{D}$$

Rezultă:

$$\frac{\Delta D}{2} = \Delta D_0 + \Delta D_v = \delta_0 + \delta_v \frac{h}{B} +$$

$$+ \delta_v^2 \cdot \frac{1}{2B^2}\left(b - \frac{D}{2} \right) - U_c \cdot \frac{h}{B} + U_c^2 \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2} +$$

$$+ \frac{1}{D}\left[\delta_v \left(1 - \frac{b - \frac{D}{2}}{B} \right) + U_c \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{B} \right]^2$$

sau înlocuind δ_v şi δ_0 cu relaţiile date de (1) şi (2)

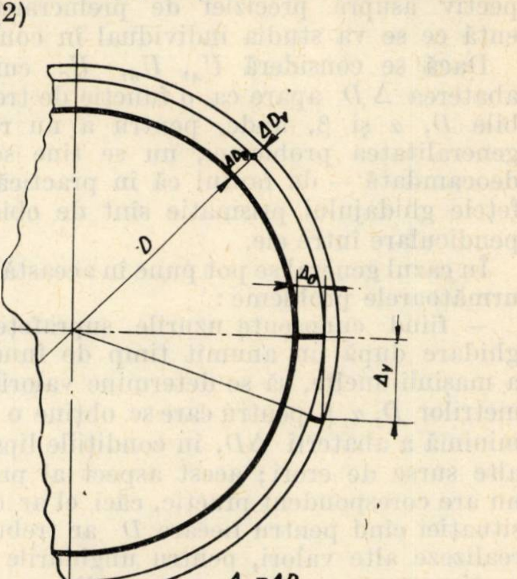


Fig. 5

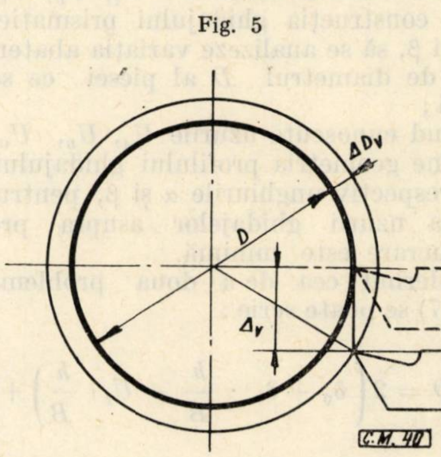


Fig. 6

$$\frac{\Delta D}{2} = \frac{U_B \cos\alpha - U_A \cos\beta}{\sin(\alpha + \beta)} +$$

$$+ \left[\frac{U_A \sin\beta + U_B \sin\alpha}{\sin(\alpha + \beta)} - U_c \right] \frac{h}{B} +$$

$$+ \left[\frac{U_A \sin\beta + U_B \sin\alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \right]^2 \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2} +$$

$$+ U_c^2 \frac{b - \frac{D}{2}}{2B^2} + \frac{1}{D}\left[\frac{U_A \sin\beta + U_B \sin\alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \left(1 - \frac{b - \frac{D}{2}}{B} \right) + U_c \cdot \frac{b - \frac{D}{2}}{B} \right]^2 \qquad (7)$$

relaţie generală pentru calculul abaterii ΔD, din care rezultă influenţa diametrului piesei ce se prelucrează D, a parametrilor geometrici α şi β ai ghidajului prismatic în A şi a mărimii uzurilor U_A, U_B şi U_C asupra abaterii ΔD, respectiv asupra preciziei de prelucrare, influenţă ce se va studia individual în continuare.

Dacă se consideră U_A, U_B, U_C cunoscute, abaterea ΔD apare ca o funcţie de trei variabile D, α şi β, unde, pentru a nu restrînge generalitatea problemei, nu se ţine seamă — deocamdată — de faptul că în practică suprafeţele ghidajului prismatic sînt de obicei perpendiculare între ele.

În cazul general se pot pune în această situaţie următoarele probleme :

— fiind cunoscute uzurile suprafeţelor de ghidare după un anumit timp de funcţionare a maşinii-unelte, să se determine valorile parametrilor D, α, β pentru care se obţine o valoare minimă a abaterii ΔD, în condiţiile lipsei unor alte surse de erori ; acest aspect al problemei nu are corespondent practic, căci el ar coincide situaţiei cînd pentru fiecare D ar trebui să se realizeze alte valori, pentru unghiurile α şi β, motiv pentru care nu se va analiza acest caz ;

— fiind cunoscute uzurile U_A, U_B, U_C, precum şi construcţia ghidajului prismatic dată prin α şi β, să se analizeze variaţia abaterii ΔD funcţie de diametrul D al piesei ce se prelucrează ;

— fiind cunoscute uzurile U_A, U_B, U_C să se determine geometria profilului ghidajului prismatic, respectiv unghiurile α şi β, pentru care influenţa uzurii ghidajelor asupra preciziei de prelucrare este minimă.

Considerînd cea de-a doua problemă, din relaţia (7) se poate scrie :

$$\Delta D = 2\left(\delta_0 + \delta_v \cdot \frac{h}{B} - U_c \cdot \frac{h}{B}\right) + \\ + \frac{\delta_v^2 + U_c^2}{B^2}\left(b - \frac{D}{2}\right) + \\ + \frac{2}{D}\left[\delta_v - b \cdot \frac{\delta_v - U_c}{B} + D . \frac{\delta_v - U_c}{2B}\right]^2$$

şi, întrucît pentru o situaţie dată se consideră cunoscute U_A, U_B, U_C, b, h, B, α şi β, se pot separa următoarele constante :

$$M = 2\left(\delta_0 + \delta_v \cdot \frac{h}{B} - U_c \cdot \frac{h}{B}\right) + \\ + \frac{\delta_v^2 + U_c^2}{B^2} \cdot b ; \quad N = \frac{\delta_v^2 + U_c^2}{2B^2} ;$$

$$P = \delta_v - b \cdot \frac{\delta_v - U_c}{B} ; \quad R = \frac{\delta_v - U_c}{2B} ; \quad (8)$$

astfel că ΔD, în funcţie de diametrul piesei D, este de forma :

$$\Delta D = M - N \cdot D + \frac{2}{D}(P + R \cdot D)^2. \quad (9)$$

Derivata $(\Delta D)'$ este :

$$(\Delta D)' = \frac{(2R^2 - N)D^2 - 2P^2}{D^2},$$

care se anulează pentru D dat de :

$$D^2 = \frac{2P^2}{2R^2 - N} = \frac{2\left(\delta_v - b \cdot \frac{\delta_v - U_c}{B}\right)^2}{2\left(\frac{\delta_v - U_c}{2B}\right)^2 - \frac{\delta_v^2 + U_c^2}{2B^2}} < 0,$$

astfel că valorile lui D care ar face nulă derivata $(\Delta D)'$ sînt imaginare, posibilitatea unui punct de extrem fiind exclusă.

Pentru $D \in (0 ; +\infty) \Rightarrow (\Delta D)' < 0$ astfel că funcţia este descrescătoare. Teoretic, există o valoare a lui D pentru care $\Delta D = 0$, valoare ce rezultă din ecuaţia :

$$M - ND + \frac{2(P + RD)^2}{D} = 0$$

$$\Rightarrow D = \frac{(4PR + M) \pm \sqrt{8P(RM + PN) + M^2}}{2(N - 2R^2)}$$

şi întrucît ΔD nu există pentru $D = 0$, singura soluţie acceptabilă a ecuaţiei $\Delta D = 0$ este :

$$D = \frac{4B[\delta_0 B + (\delta_v - U_c)h)]}{\delta_v \cdot U_c}, \quad (10)$$

valoare care este extrem de mare, ieşind cu mult din domeniul uzual al dimensiunilor diametrelor pieselor posibil de prelucrat la strungurile existente. Astfel, dacă se consideră de exemplu $U_A = 0{,}02$ mm ; $U_B = 0{,}04$ mm; $U_C = 0{,}01$ mm ; $\alpha = 45°$; $\beta = 45°$; $B = 480$ mm ; $b = 240$ mm ; $h = 500$ mm, rezultă $D = 10{,}4 \cdot 10^6$ mm (imposibil de conceput). Funcţia $\Delta D = f(D)$ admite o asimptotă oblică dată de ecuaţia :

$$y = (2R^2 - N)x + 4PR + M,$$

dreaptă ce taie axele de coordonate în punctele :

$$y = 0 \Rightarrow X_{y=0} \frac{4PR + M}{N - 2R^2} =$$

$$= \frac{2\,B\,[\delta_0\,B + (\delta_v - U_c)\,h]}{\delta_v\,U_c},$$

$$x = 0 \Rightarrow Y_{x=0} = 4\,PR + M =$$

$$= 2\left(\delta_0 + \frac{\delta_v - U_c}{B}\cdot h\right),$$

observîndu-se că valoarea lui $x_{y=0}$ este extrem de mare, iar valoarea lui $y_{x=0}$ este extrem de mică. În această situaţie asimptota oblică se poate aproxima cu o dreaptă paralelă cu axa $Y = 0$, aflată, faţă de această axă, la distanţa $4\,PR + M = 2\left(\delta_0 + \frac{\delta_v - U_c}{B}\cdot h\right)$.

Toate cele menţionate, precum şi graficul funcţiei $\Delta D = f\,(D)$ arată că pentru valori date ale uzurilor U_A, U_B, U_C şi ale caracteristicilor geometrice ale strungurilor (b, h, B) şi ghidajelor sale (α, β) influenţa lui D asupra abaterii ΔD este neglijabilă, în domeniul dimensiunilor uzuale ale diametrului pieselor ce se prelucrează, astfel încît se poate accepta că ΔD nu depinde de diametrul piesei D, păstrîndu-şi o valoare constantă pentru valori date ale celorlalţi parametri ce intră în formula (7), pe întreg domeniul E.

$\Delta D = f\,(D)$ creşte foarte rapid în domeniul diametrelor $D \to 0$ $(D > 0)$ tinzînd asimptotic către valori infinit de mari, dar aceste valori ale diametrului D nu corespund cazurilor reale de prelucrare.

În cazul celei de-a treia probleme, faptul că ΔD nu depinde practic de diametrul D, permite simplificarea relaţiei (7) pînă la forma :

$$\Delta D = \frac{2U_B}{\sin(\alpha + \beta)}\left[\cos\alpha - \frac{U_A}{U_B}\cos\beta + \right.$$

$$\left. + \frac{h}{B}\left(\frac{U_A}{U_B}\sin\beta + \sin\alpha - \frac{U_C}{U_B}\sin(\alpha + \beta)\right)\right] \quad (11)$$

ΔD apărînd ca funcţie de două variabile α şi β a căror influenţă asupra abaterii rezultate se analizează în continuare.

Atunci :

$$\frac{\partial\,(\Delta D)}{\partial\alpha} = (\Delta D)'_\alpha = \frac{2\,U_B}{\sin^2(\alpha+\beta)}\left[\frac{U_A}{U_B}\cos\beta\cos(\alpha+\beta)\right.$$

$$\left. - \cos\beta + \frac{h}{B}\left(\sin\beta - \frac{U_A}{U_B}\cos(\alpha+\beta)\sin\beta\right)\right], \quad (12)$$

$$\frac{\partial\,(\Delta D)}{\partial\beta} = (\Delta D)'_\beta = \frac{2\,U_B}{\sin^2(\alpha+\beta)}\left[\frac{U_A}{U_B}\cos\alpha - \right.$$

$$\left. -\cos\alpha\cos(\alpha+\beta) + \frac{h}{B}\left(\frac{U_A}{U_B}\sin\alpha - \cos(\alpha+\beta)\sin\alpha\right)\right]. \quad (13)$$

Notînd cu $U_A/\,U_B = m$, $h/B = n$, sistemul de ecuaţii din a cărui rezolvare se obţin coordonatele punctului de extrem al funcţiei $\Delta\,D\,(\alpha,\,\beta)$:

$$\begin{cases} m\cos\beta\cos(\alpha+\beta) - \cos\beta + \\ \quad + n\,[\sin\beta - m\sin\beta\cos(\alpha+\beta)] = 0 \\ m\cos\alpha - \cos\alpha\cos(\alpha+\beta) + \\ \quad + n\,[m\sin\alpha - \sin\alpha\cos(\alpha+\beta)] = 0, \end{cases}$$

şi dacă :

$$\cos(\alpha+\beta) \neq \frac{1}{m}, \quad \cos(\alpha+\beta) \neq m, \quad (14\text{a})$$

se obţine :

$$\beta = \operatorname{arc\,tg}\frac{1}{n}, \quad \alpha = \operatorname{arc\,tg} - \frac{1}{n}.$$

Din figura 2 se observă că unghiul α a fost inclus în calcule în sens invers celui trigonometric, ceea ce justifică valoarea negativă obţinută pentru tg α. Dacă nu se ţine seamă de sensul de măsurare a unghiului α, atunci soluţia sistemului $(\Delta D)'_\alpha = 0$ şi $(\Delta D)'_\beta = 0$ devine :

$$\alpha = \beta = \operatorname{arc\,tg}\cdot\frac{1}{n}. \quad (14)$$

Uzual, $\frac{h}{B} > 1$, dar are valori foarte apropiate de unitate, ceea ce atrage pentru unghiurile α şi β valori mai mici de 45°, dar care rămîn în intervalul 40–45°.

Pentru fiecare tip de strunguri, în funcţie de dimensiunile existente h şi B, se pot determina pe baza soluţiilor generale (14) valorile unghiurilor α şi β, care conduc la ΔD extrem. În practică ghidajele prismatice în formă de A au suprafeţele de ghidare de cele mai multe ori perpendiculare între ele, fără a constitui însă o regulă, şi pot fi simetrice sau asimetrice, ultimele contribuind la micşorarea presiunii de contact în anumite limite.

Mai mult decît atît, combinaţiile uzuale de unghiuri α şi β sînt următoarele: $\alpha = \beta = 45°$ $\alpha = 25°$ şi $\beta = 65°$ şi mult mai rar $\alpha = 15\cdots20°$ şi $\beta = 70\ldots75°$, suprafeţele de conducere fiind egale în cazul ghidajelor simetrice şi neegale în cazul celor asimetrice.

Relaţia suplimentară $\alpha + \beta = 90^0$, rezultată din practică, face imposibilă realizarea extremului teoretic dat de relaţiile (14), căci din acestea se obţine : $\alpha + \beta = \text{arc tg}\,\frac{2n}{n^2-1}$ şi pentru $n > 1 \not\Rightarrow \alpha + \beta \neq 90°$.

Corelînd însă $\alpha + \beta = 90°$ cu $\alpha = \beta$ (14) se obţine un extrem real pentru $\alpha = \beta = 45°$, care este însă foarte apropiat de cel teoretic, căci s-a observat că valorile lui α şi β date de (14) sînt în imediata vecinătate a lui 45°. Se mai constată că relaţia $\alpha + \beta = 90°$ face posibilă verificarea condiţiilor (14 a) căci $\cos(\alpha + \beta) = 0$ şi nici una din valorile $\frac{1}{m}$ şi m nu pot fi egale cu zero.

Pornind de la relaţia (11) în care în locul variabilelor α şi β se introduc valorile $\alpha = \beta = 45°$ se obţine :

$$(\Delta D)''_{\alpha^2} = U_B\sqrt{2}\,(n-1),\ (\Delta D)''_{\beta^2} =$$

$$= U_B\, m\sqrt{2}\,(n+1),\ (\Delta D)''_{\alpha\beta} = 0$$

astfel că :

$$(\Delta D)''_{\alpha^2}\cdot(\Delta D)''_{\beta^2} - [(\Delta D)''_{\alpha\beta}]^2 = 2\,U_B^2\, m\,(n^2-1) > 0$$

deoarece $m > 0$; $n > 1$, şi cum $(\Delta D)''_{\alpha^2} > 0$ rezultă că influenţa uzurii ghidajelor asupra preciziei de prelucrare, influenţă ce se caracterizează prin apariţia abaterii ΔD, este minimă pentru acea combinare de ghidaje în formă de A cu ghidaje plane, la care ghidajul prismatic are unghiurile $\alpha = \beta = 45°$.

Calculele arată că pentru aceleaşi valori ale uzurilor U_A, U_B, U_C şi pentru aceleaşi dimensiuni h şi B, valoarea abaterii ΔD corespunzătoare unui ghidaj prismatic cu $\alpha = 25°$ şi $\beta = 65°$ este cu 20—30% mai mare decît valoarea abaterii ΔD pentru $\alpha = \beta = 45°$, valorile mai mari sau mai mici ale diferenţei faţă de minim, obţinîndu-se în funcţie de parametrii geometrici ai maşinii-unelte, de gradul de încărcare al acesteia, de regimul de aşchiere predominant, de timpul de funcţionare al acesteia etc.

Pentru valorile uzuale ale tuturor parametrilor conţinuţi în relaţia (11) rezultă $\Delta D > 0$, adică uzura ghidajelor duce la o mărire a diametrului piesei ce se prelucrează. Dacă se scrie relaţia (11) sub forma :

$$\Delta D = \frac{2}{\sin(\alpha+\beta)}\left[U_B\left(\frac{h}{B}\sin\alpha + \cos\alpha\right) + \right.$$

$$\left. + U_A\left(\frac{h}{B}\sin\beta - \cos\beta\right) - U_C\,\frac{h}{B}\sin(\alpha+\beta)\right] \quad (15)$$

unde :

$$\beta \geqslant 45°;\ h/B \geqslant 1 \Rightarrow \frac{h}{B}\sin\beta - \cos\beta \geqslant 0,$$

se observă că ΔD creşte o dată cu creşterea lui U_A şi U_B şi scade o dată cu mărirea lui U_C. Cunoscînd că uzura ghidajelor este neuniformă în lungime şi observînd dependenţa liniară dată de relaţia (15) între abaterea ΔD şi uzurile U_A, U_B, U_C (se consideră în continuare că parametrii α, β, h, B sînt constanţi, adică au valori date pentru o maşină-unealtă) este evident că forma suprafeţei uzate a ghidajelor condiţionează variaţia lui ΔD în lungul lor după o curbă asemănătoare.

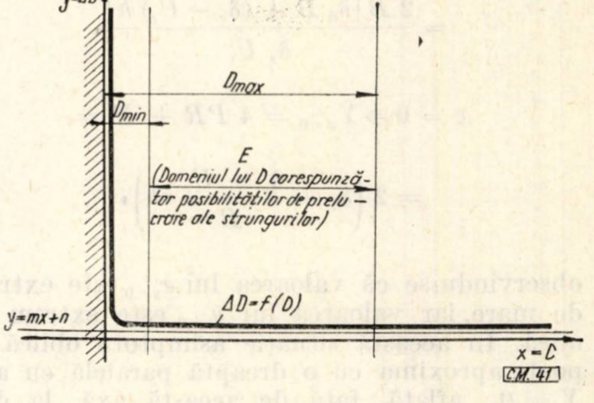


Fig. 7

Dacă se admite că presiunea de contact se repartizează liniar în lungul ghidajelor organului mobil şi uniform pe lăţimea fiecărei suprafeţe de ghidare [3] şi că mărimea uzurii este proporţională cu spaţiul de frecare şi cu modulul presiunii de contact, ipoteză ce rezultă cu uşurinţă din acceptarea variaţiei liniare a uzurii ghidajelor în timp, şi presupunînd cunoscută curba de distribuţie a deplasărilor organului mobil de-a lungul ghidajelor, se poate calcula curba de uzură a ghidajelor batiului şi, prin aceasta, se poate deduce variaţia lui ΔD în lungul acestora.

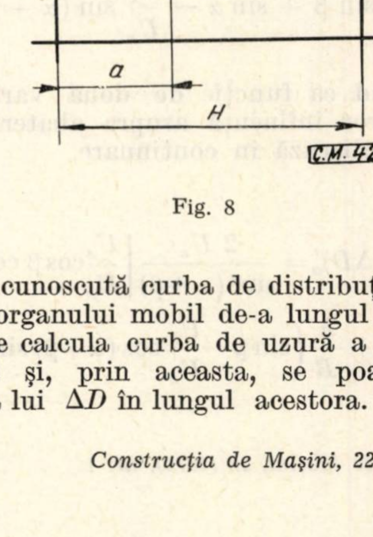


Fig. 8

De exemplu, în ipoteza unei curbe de distribuţie a deplasărilor organului mobil (fig. 8) dată de ecuaţia :

$$\varphi(x) = \frac{M}{\sigma_0 \sqrt{2}\, \pi} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma_0^2}}$$

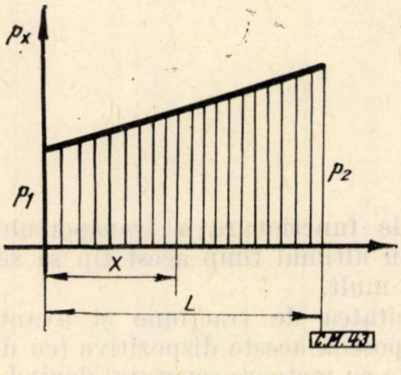


Fig. 9

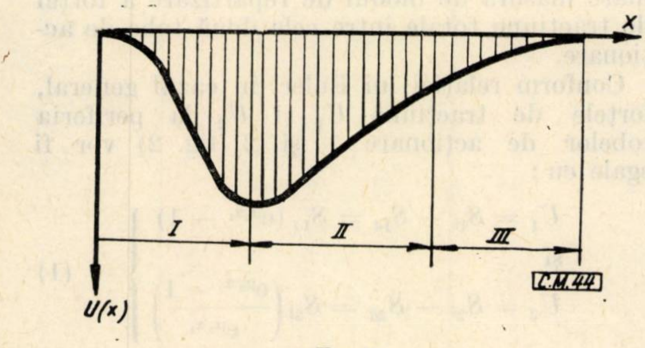


Fig. 10

unde :

$$M = \frac{1}{\Phi\left(\frac{a}{\sigma_0}\right) - \Phi\left(\frac{H-a}{\sigma_0}\right)}$$

şi a unei variaţii de formă trapezoidală a presiunilor de contact în lungul ghidajelor organului mobil (fig. 9) avînd ecuaţia :

$$p_x = p_1 + \frac{p_2 - p_1}{L} \cdot x$$

unde :

$x \notin [0,L]$;
L — ungimea ghidajului mobil;
H — cursa maximă a organului mobil

şi se consideră $H/L > 1$ (cazul strungurilor), atunci forma suprafeţei uzate a ghidajelor batiului (fig. 10) va avea ecuaţia :

— pentru porţiunea I :

$$U_x = K \cdot s \cdot p_1 \cdot M \left[\Phi\left(\frac{x-a}{\sigma_0}\right) + \Phi\left(\frac{a}{\sigma_0}\right) \right]$$

— pentru porţiunea II :

$$U_x = K \cdot s \cdot p_1 \cdot M \left[\Phi\left(\frac{x-a}{\sigma_0}\right) + \Phi\left(\frac{a+L-x}{\sigma_0}\right) \right]$$

— pentru porţiunea III :

$$U_x = K \cdot s \cdot p_1 \cdot M \left[\Phi\left(\frac{H-a}{\sigma_0}\right) + \Phi\left(\frac{a+L-x}{\sigma_0}\right) \right]$$

unde :

K este coeficientul de uzură funcţie de material;
s — spaţiul de frecare.

Variaţia lui ΔD în lungul ghidajelor va fi asemănătoare, avînd valori maxime în regiunea de contact a porţiunilor I şi II, a cărei poziţionare, faţă de lungimea ghidajelor batiului, este funcţie de curba de distribuţie a deplasărilor organului mobil, de regimul de aşchiere predominant şi de caracteristicile constructive ale maşinii-unelte.

Mai rezultă şi un alt aspect, şi anume că influenţa uzurii ghidajelor asupra preciziei de prelucrare, deci asupra valorii abaterii ΔD, va fi mult mai hotărîtoare la piesele lungi, unde valorile lui ΔD vor diferi simţitor dintr-o secţiune transversală pe ghidaje în alta, conducînd şi la abateri de la forma corectă a pieselor, în timp ce la piesele scurte eroarea de prelucrare datorită uzurii ghidajelor va fi neînsemnată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Diaconescu, I.* ş.a. Maşini-unelte. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1959.

[2] *Popovici, C., Savu, Gh.* şi *Kilman, V.* Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[3] *Reşetov, D. M.* şi *Levina, Z. M.* Calculul maşinilor-unelte cu privire la rigiditatea de contact. În : Stanki i instrument" nr. 1, 1951.

[4] *Sandu, Gh., Moraru, V.* şi *Minciu, C.* Ghidajele maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

CZ 621.867.2

Influența unor parametri constructivi asupra repartizării forței de tracțiune totală, la transportoarele cu bandă cu două tobe de acționare

Dr. ing. V. SÎNGEORZAN – Institutul de cercetări miniere – București

Tendința de mărire a capacității și lungimii de transport la transportoarele cu bandă — prin apariția benzilor de mare rezistență — precum și forța de tracțiune limitată a dispozitivelor de acționare cu o singură tobă, au condus la apariția instalațiilor cu două sau mai multe tobe de acționare a căror amplasare este arătată în figura 1. Cele mai răspîndite în momentul de față, datorită posibilității de creare a unei forțe de tracțiune suficientă pentru majoritatea cazurilor ivite în practică cît și a unei construcții mai simple, sînt instalațiile înzestrate cu dispozitive de acționare cu două tobe (fig. 1b) acționate fie de un singur motor și legătură cinematică rigidă (lanț sau roți dințate), fie de motoare separate.

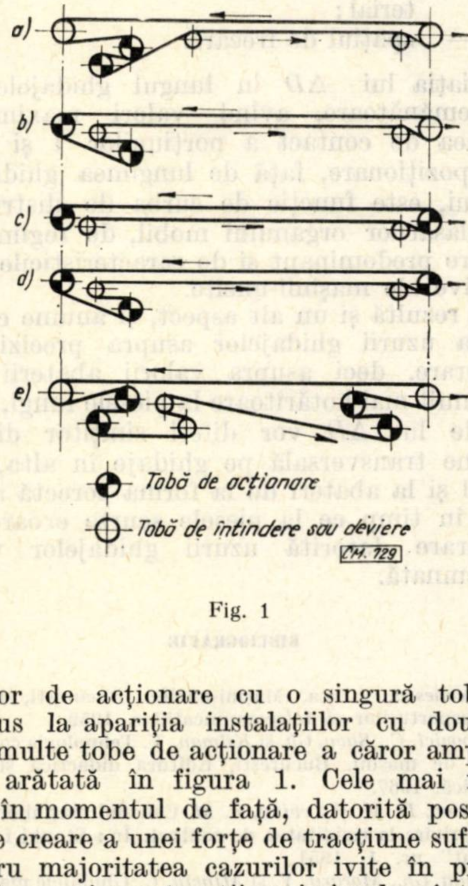


Fig. 1

Avantajele pe care le prezintă dispozitivele acționate cu motoare separate față de cele cu un singur motor și legătură rigidă — obținerea unor puteri mai mari la dispozitivul de acționare prin posibilitatea defalcării acesteia între 2—4 motoare, folosirea mai rațională a capacității de tracțiune a celor două tobe în orice regim de funcționare a transportului etc. — fac ca în ultimul timp acest tip să se extindă tot mai mult.

Capacitatea de tracțiune și avantajele pe care le posedă aceste dispozitive (cu două tobe acționate cu motoare separate) depind în foarte mare măsură de modul de repartizare a forței de tracțiune totale între cele două tobe de acționare.

Conform relației lui Euler, în cazul general, forțele de tracțiune U_1 și U_2 la periferia tobelor de acționare 1 și 2 (fig. 2) vor fi egale cu:

$$\left.\begin{aligned} U_1 &= S_{1i} - S_{1d} = S_{1d}\,(e^{\mu_1\alpha_1} - 1) \\ &\text{și} \\ U_2 &= S_{2i} - S_{2d} = S_{2i}\left(\frac{e^{\mu_2\alpha_2} - 1}{e^{\mu_2\alpha_2}}\right) \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

În acest caz forța de tracțiune totală U_t va fi egală cu:

$$U_t = U_1 + U_2 = S_{1d}\,(e^{\mu_1\alpha_1} - 1) + S_2{}^{i}\left(\frac{e^{\mu_2\alpha_2} - 1}{e^{\mu_2\alpha_2}}\right) \tag{2}$$

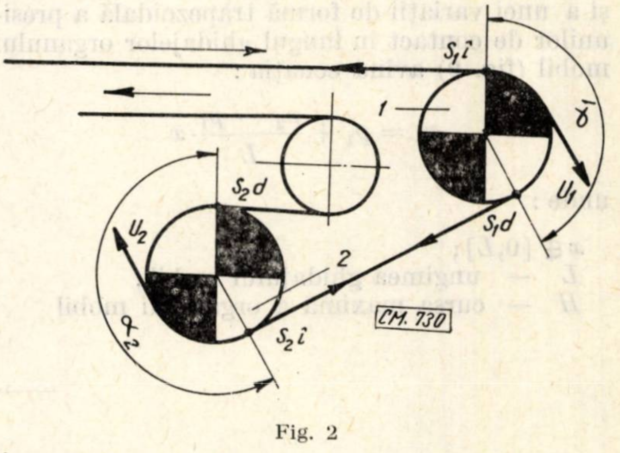


Fig. 2

în care:

S_{1i}, S_{1d}, S_{2i}, S_{2d} reprezintă tensiunea din bandă în punctul de înfășurare și desfășurare a tobei *1* și respectiv tobei *2*;

$\mu_1, \alpha_1, \mu_2, \alpha_2$ — coeficientul de frecare şi unghiul de înfăşurare a benzii pe toba *1* şi respectiv pe toba *2*;

e — baza logaritmului natural.

Astfel, coeficientul de repartizare a forţei de tracţiune totale între cele două tobe de acţionare ξ va fi egal cu :

$$\xi = \frac{U_1}{U_2} = \frac{e^{\mu_1\alpha_1} \cdot e^{\mu_2\alpha_2}\, e^{\mu_2\alpha_2}}{e^{\mu_2\alpha_2} - 1}. \tag{3}$$

Considerînd coeficienţii de frecare dintre bandă şi cele două tobe de acţionare egali ($\mu_1 = \mu_2 = \mu$) şi $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_0$ relaţiile (2) şi (3) se pot scrie sub forma :

$$U_t = \frac{S_{1\hat{\imath}}\,(e^{\mu\alpha_0} - 1)}{e^{\mu\alpha_0}}, \tag{4}$$

şi :

$$\xi = \frac{e^{\mu\alpha_0} - e^{\mu\alpha_2}}{e^{\mu\alpha_2} - 1}. \tag{5}$$

În realitate însă, repartizarea forţei de tracţiune totale între cele două tobe de acţionare diferă faţă de cea dată de relaţia (5) datorită mai multor factori ca : elasticitatea benzii şi a căptuşelii tobelor de acţionare, diferenţa între diametrele celor două tobe de acţionare şi dintre caracteristicile motoarelor electrice etc.

În ce priveşte elasticitatea benzii, în timpul funcţionării transportorului, datorită micşorării tensiunii din bandă de la $S_{1\hat{\imath}}$ la S_{1d} şi respectiv de la $S_{2\hat{\imath}}$ la S_{2d} în limitele unghiurilor de înfăşurare, se produce o alunecare relativă a acesteia pe tobe şi deci o scurtare a alungirii elastice. Datorită acestui fenomen, viteza benzii în punctele de desfăşurare de pe tobele de acţionare va fi mai mică decît cea din punctele de înfăşurare.

În acest caz se poate scrie :

$$V_{1d} = \frac{V_{1\hat{\imath}}\,(1 + \varepsilon_{1d})}{1 + \varepsilon_{1\hat{\imath}}} = V_{1\hat{\imath}} \frac{1 + \dfrac{S_{1d}}{A \cdot E_{1d}}}{1 + \dfrac{S_{1\hat{\imath}}}{A \cdot E_{1\hat{\imath}}}}, \tag{6}$$

în care :

$V_{1\hat{\imath}}, \varepsilon_{1\hat{\imath}}, E_{1\hat{\imath}}, V_{1d}, \varepsilon_{1d}, E_{1d}$ reprezintă viteza, alungirea specifică şi modulul de elasticitate în punctul de înfăşurare pe toba de acţionare *1* şi respectiv în cel de desfăşurare;

A — aria secţiunii benzii.

Considerînd că în limita tensiunilor $S_{1\hat{\imath}}$ şi S_{1d} banda se comportă conform legii lui Hooke şi deci $E_{1\hat{\imath}} = E_{1d} = E$ şi ţinînd seamă că $V_{1d} = V_{2\hat{\imath}}$, cu relaţia (1) se obţine :

$$\frac{V_{1\hat{\imath}}}{V_{2\hat{\imath}}} = 1 + \frac{U_1}{A \cdot E + S_{1d}}, \tag{7}$$

în care $V_{2\hat{\imath}}$ este viteza benzii în punctul de înfăşurare pe toba de acţionare *2*.

Pe de altă parte însă, după cum rezultă din cercetările efectuate în acest domeniu [1], viteza benzii în punctul de înfăşurare pe toba de acţionare poate fi considerată egală cu viteza periferică a acesteia care este funcţie de factorii constructivi ai dispozitivului de acţionare şi deci se poate scrie :

$$V_{1\hat{\imath}} = n_{10}\left(1 - \frac{n_{10} - n_1}{n_{10}}\right)\frac{\pi D_1}{60\, i_1}(1 - \lambda_1),$$

şi :

$$V_{2\hat{\imath}} = n_{20}\left(1 - \frac{n_{20} - n_2}{n_{20}}\right)\frac{\pi D_2}{60 \cdot i_2}(1 - \lambda_2), \tag{8}$$

în care :

n_{10}, n_1, n_{20}, n_2 reprezintă numărul de rotaţii în gol şi în sarcină nominală a motorului (sau motoarelor) ce acţionează toba *1* şi respectiv toba *2*;

D_1, D_2 — diametrul tobei de acţionare *1* şi respectiv *2*;

i_1, i_2 — raportul de reducere a mecanismului de acţionare a tobei *1* şi respectiv a tobei *2*;

λ_1, λ_2 — viteza relativă a alunecării elastice generale a benzii pe toba de acţionare *1* şi respectiv pe toba *2*.

Din relaţiile (7) şi (8) se obţine :

$$1 + \frac{U_1}{A \cdot E + S_{1d}} = \frac{D_1\, i_2\, n_{10}\left(1 - \dfrac{n_{10} - n_1}{n_{10}}\right)(1 - \lambda_1)}{D_2\, i_1\, n_{20}\left(1 - \dfrac{n_{20} - n_2}{n_{20}}\right)(1 - \lambda_2)}. \tag{9}$$

Considerînd că în limitele sarcinii de lucru caracteristicile motoarelor de acţionare sînt liniare, se poate scrie :

$$M_1 = \frac{n_{10} - n_1}{K_1} \text{ şi } M_2 = \frac{n_{20} - n_2}{K_2}, \tag{10}$$

iar:

$$n_{10} = \frac{M_1 K_1}{\varphi_1} \text{ şi } n_{20} = \frac{M_2 K_2}{\varphi_2}, \quad (11)$$

în care M_1, φ_1, K_1, M_2, φ_2, K_2 reprezintă momentul nominal, alunecarea la sarcină nominală şi coeficientul unghiular al caracteristicii mecanice a motorului sau motoarelor ce acţionează toba *1* şi respectiv toba *2*.

Dacă una dintre tobe este acţionată de două motoare cuplate, caracteristicile mecanice ale acestora vor fi unite într-o singură caracteristică, iar turaţiile se vor considera egale.

Neglijînd în relaţia (9) pe λ_1 şi λ_2 care în cazul benzilor cu inserţii de cablu şi tobe necăptuşite sau cu căptuşeală rigidă (ceramică, lemn sau bandă de transport) şi în toate cazurile benzilor cu inserţii textile pot fi consideraţi egali cu zero şi înlocuind pe $n_{10} - n_1$ şi $n_{20} - n_2$ cu valorile lor din relaţia (10), iar pe n_{10} şi n_{20} cu cele din relaţia (11), rezultă :

$$1 + \frac{U_1}{A \cdot E + S_{1d}} = \frac{D_1 K_1 M_1 (1 - \varphi_1) i_2 \varphi_2}{D_2 K_2 M_2 (1 - \varphi_2) i_1 \varphi_1}. \quad (12)$$

Exprimînd pe M_1 şi M_2 în funcţie de U_1 şi U_2 se obţine :

$$M_1 = \frac{U_1 D_1}{2\, i_1\, \eta_1} \text{ şi } M_2 = \frac{U_2 D_2}{2\, i_2\, \eta_2}. \quad (13)$$

Introducînd aceste valori în relaţia (12) şi considerînd că randamentele şi rapoartele de reducere a mecanismelor ce acţionează cele două tobe sînt egale ($i_1 = i_2 = i$ şi $\eta_1 = \eta_2 = \eta$) se obţine :

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{D_2^2 K_2 \varphi_1 (1 - \varphi_2)(A \cdot E + S_{1d} + U_1)}{D_1^2 K_1 \varphi_2 (1 - \varphi_1)(A \cdot E + S_{1d})}. \quad (14)$$

Înlocuind în relaţia (14) pe U_1 cu valoarea lui din relaţia (1) şi ţinînd seamă de relaţia (3) rezultă :

$$\xi = \frac{D_2^2 K_2 \varphi_1 (1 - \varphi_2)[A \cdot E (e^{\mu\alpha_0} - 1) + U_t\, e^{\mu\alpha_0}]}{D_1^2 K_1 \varphi_2 (1 - \varphi_1)[A \cdot E (e^{\mu\alpha_0} - 1) + U_t\, e^{\mu\alpha_2}]}. \quad (15)$$

Analiza relaţiei (15) arată că repartizarea forţei de tracţiune totale, la instalaţiile de transport înzestrate cu staţii de acţionare cu două tobe acţionate de motoare separate, depinde într-o foarte mare măsură de raportul diametrelor acestora şi de alunecarea motoarelor şi mai puţin de modulul de elasticitate a benzii şi raportul unghiurilor de înfăşurare.

În figura 3 este arătată variaţia coeficientului de repartizare a forţei de tracţiune totale între cele două tobe de acţionare în funcţie de raportul diametrelor pentru următoarele date : $\varphi_1 = 4\%$; $\varphi_2 = 2\%$; $e^{\mu\alpha_0} = 4{,}48$; $e^{\mu\alpha_2} = 2{,}31$; $A \cdot E = 10^3\, t$; $U_t = 10$ t.

Făcînd în relaţia (15) pe $\xi = 1$ se obţine raportul în care trebuie să se afle diametrele celor două tobe de acţionare pentru ca forţa de tracţiune totală să se repartizeze uniform între acestea. Astfel se obţine :

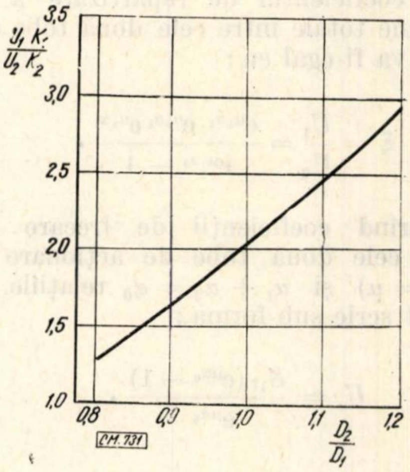


Fig. 3

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{K_2 \varphi_1 (1 - \varphi_2)[A \cdot E (e^{\mu\alpha_0} - 1) + U_t\, e^{\mu\alpha_0}]}{K_1 \varphi_2 (1 - \varphi_1)[A \cdot E (e^{\mu\alpha_0} - 1) + U_t\, e^{\mu\alpha_2}]}}. \quad (16)$$

Folosind datele de mai sus şi considerînd că cele două motoare au caracteristici identice, pentru ca forţa de tracţiune totală să se repartizeze uniform pe cele două tobe şi deci ambele motoare să fie încărcate uniform, conform relaţiei (16), va trebui ca cele două diametre să se găsească în raportul $\frac{D_1}{D_2} = 1{,}003$.

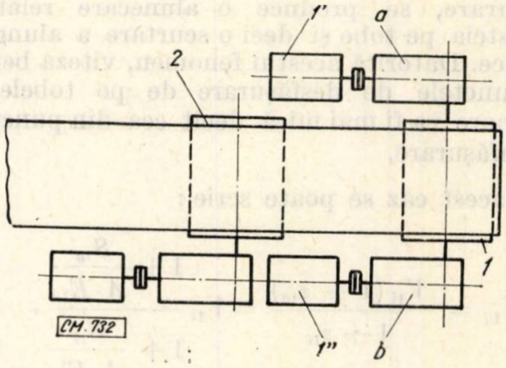


Fig. 4

În cazul cînd una dintre tobe (toba *1*, fig. 4) este acţionată de două motoare ce lucrează în paralel, alunecarea acestora la acelaşi raport de reducere a reductoarelor *a* şi *b* (fig. 4) va fi totdeauna egală, iar repartizarea forţei de tracţiune U_1 între cele două motoare de acţionare va depinde de raportul coeficienţilor unghiulari ai caracteristicilor mecanice ale acestora.

La un asemenea sistem de acţionare, în general, la o tobă se montează două motoare identice care, conform cataloagelor, au aceleaşi caracteristici. În realitate însă, datorită erorilor constructive, caracteristicile mecanice ale motoarelor chiar din aceeaşi serie pot să difere una de alta. Normele R.F. a Germaniei prevăd o abatere a alunecării nominale de ± 25%, iar GOST 1853—55 admite o mărire a alunecării nominale cu 25% faţă de cea dată de catalogul motorului şi nu limitează micşorarea acesteia. STAS 1893—65 permite o abatere a alunecării nominale la motoarele asincrone de ±20% din valoarea garantată la încercările de tip.

Avînd în vedere această situaţie, coeficientul unghiular K_1' al motorului 1′ diferă de coeficientul K_1'' al motorului 1″ (fig. 4) şi deci se obţine :

$$M_1 = M_1' + M_1'' = \frac{n_{10}' - n_1'}{K_1'} + \frac{n_{10}'' - n_1''}{K_1''}, \quad (17)$$

iar :

$$K_1 = \frac{K_1' \cdot K_1''}{K_1' + K_1''}, \quad (18)$$

unde : n_{01}', n_1', M_1' n_{10}'' n_1'', M_1'' reprezintă numărul de rotaţii în gol, numărul de rotaţii la sarcină nominală şi momentul nominal al motorului 1′ şi respectiv 1″ ce acţionează toba 1.

Dacă alunecările φ_1' a motorului 1′ şi φ_1'' a motorului 1″ date prin catalog sînt egale şi constituie 4% din turaţia în gol ($\varphi_1' = \varphi_1'' = 4\%$) şi ţinînd seamă de prevederile STAS 1893 — 65, alunecarea reală al motoarelor poate să varieze între limitele 3,2 şi 4,8%.

În acest caz raportul maxim al momentelor celor două motoare 1′ şi 1″ce acţionează toba 1 va fi egal cu :

$$\left(\frac{M_1'}{M_1''}\right)_{max} = \frac{\varphi_1' + \frac{20}{100} \cdot \varphi_1'}{\varphi_1'' - \frac{20}{100} \cdot \varphi_1''} = \frac{4 + 0,8}{4 - 0,8} = 1,5 \quad (19)$$

Analiza rezultatului calculat cu relaţia (20) arată că pentru cazul considerat, în situaţia cea mai defavorabilă, motorul 1′ va prelua 60% iar motorul 1″ numai 40% din sarcina totală ce revine tobei 1. Acest lucru înseamnă că pentru a avea siguranţa că cele două motoare vor lucra la sarcină nominală şi nu vor fi supraîncărcate, va trebui ca ambele să aibă o rezervă de putere de circa 10% faţă de cea calculată, adică faţă de cea necesară dezvoltării forţei de tracţiune U_1.

În concluzie, repartizarea forţei de tracţiune totale între cele două tobe la instalaţiile de transport înzestrate cu staţii de acţionare cu două tobe acţionate de motoare separate, depinde de o serie de factori constructivi ai acestora ca : raportul diametrelor tobelor, alunecarea şi raportul coeficienţilor unghiulari ai caracteristicilor mecanice ale motoarelor de acţionare, modulul de elasticitate a benzii şi raportul unghiurilor de înfăşurare a acesteia pe tobe. Cea mai mare influenţă o are raportul diametrelor tobelor de acţionare şi alunecarea motoarelor.

Pentru ca forţa de tracţiune totală să se repartizeze uniform între cele două tobe de acţionare, diametrele acestora trebuie să difere chiar şi în cazul cînd sînt acţionate de motoare cu caracteristici absolut identice.

În cazul cînd una dintre tobe este acţionată de două motoare ce lucrează în paralel, unul dintre ele poate să preia cu pînă la 20% mai mult faţă de celălalt din sarcina totală. Pentru ca nici unul dintre motoare să nu lucreze supraîncărcat, este necesar ca ambele să fie prevăzute cu o rezervă de putere de circa 10% faţă de cea necesară pentru crearea forţei de tracţiune U_1.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Diakov, V. A.* Peredacea tiagovoi silî v privode lentocinogo conveiera na duge pocoia. Gornîie maşinî i avtomatica, nr. 58 (1). M, TNITAI, Uglia, 1965.

[2] *Kotov, M. A.* C teorii dvuhbarabannogo privoda lentocinogo conveiera. Problemî soverşenstvovania tehnologiceskih shem i srestv rudnicinogo transporta. Izdatelstvo Nauca. Moskova, 1967.

[3] *Walter Lieberwirth.* Verteilung der Umfangskräfte be Dreimotoren-Zweitrommelbandantrieben, Bergbautechnik, nr. 8, 1967.

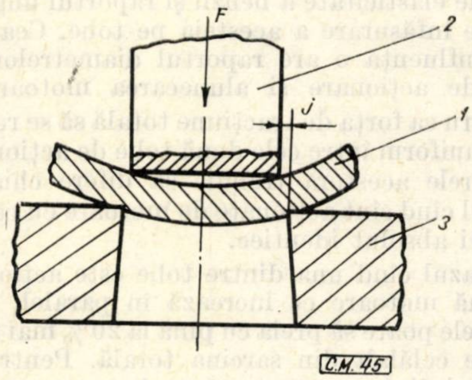
[4] Dr. *Rudolf Hartlieb.* Grossbandanlage zum Fördern der Kohle zwischen zwei Sohlen. Glückauf, nr. 14, martie 1968.

CZ 669.715 : 621.979

Determinarea forțelor la tăierea prin presare la rece a aliajelor de aluminiu

Ing. Mihai TEODORESCU și ing. Emil ȚÂRU – Institutul politehnic – Galați

Tăierea metalelor prin operații specifice de presare la rece se realizează prin acțiunea locală asupra semifabricatului sub formă de tablă 1 (fig. 1), a celor două muchii asociate – ale poansonului 2 și plăcii de tăiere 3, într-un ansamblu de elemente ce constituie ștanța. Tăierea se face pe prese cu excentric sau cu manivelă la care viteza este variabilă în funcție de poziția culisoului față de punctul mort inferior (p.m.i). În general tăierea are loc spre sfîrșitul cursei deci în apropierea punctului mort inferior.



Figr 1

Viteza de deplasare a culisoului presei (deci și a poansonului) este de circa 1,25 – 30 m/min pentru presele cu excentric românești (PEU 6 și PE 63) măsurată la 90° față de p.m.i. și de circa 0,6 – 15 m/min măsurată la 30° înaintea p.m.i

Asupra valorii forțelor de tăiere influențează o serie de factori legați de materialul prelucrat (natura materialului, grosimea, starea sa) de scula de tăiere (formă, dimensiune, joc, starea de uzură) precum și de desfășurarea procesului de tăiere (viteza de tăiere, ungere etc.).

De obicei, forța necesară pentru tăiere se calculează cu relația :

$$F = k_{tot} \cdot l \cdot g \cdot \tau, \tag{1}$$

în care :

$k_{tot} = k_1 \cdot k_2 \ldots k_i$ este un coeficient ce ține seamă de influența diferiților factori indicați mai sus ;
l – lungimea conturului tăiat (decupat sau perforat) ;
g – grosimea materialului ;
τ – rezistența convențională de forfecare, la tăiere (sau rezistența de decupare).

Literatura de specialitate dă unele indicații cu caracter general cu privire la influența diferiților factori (coeficienții k_1, $k_2 \ldots k_i$) [1], [2].

Asupra modului de influență a unora dintre acești factori există date contradictorii în literatură ; de exemplu, asupra influenței vitezei de tăiere, a uzurii elementelor active, a jocului, a formei și dimensiunilor elementelor active [1], [2], [3], [4], [5].

Astfel, după indicațiile prezentate de unii autori [1], [2], [3] reiese faptul că influența cantitativă a vitezei de tăiere asupra rezistenței la forfecare (rezistenței la decupare) este dată de relația :

$$\tau = \tau_0 \left(\frac{V}{V_0}\right)^{\frac{1}{\beta_v}} = \alpha_v \cdot \tau_0, \tag{2}$$

în care :

τ_0 este rezistența la decupare la viteza v_0 ;
τ – rezistența la decupare la viteza v;
σ_r – rezistența reală la tracțiune, corespunzătoare momentului apariției gîtuirii la viteze mici ;

$$\beta_v = 10 \sqrt{\sigma_r}.$$

Deci :

$$\tau(V_1) > \tau(V_0), \tag{3}$$

cînd :

$$v_1 > v_0 .$$

De exemplu, S. I. Gubkin recomandă pentru viteze cuprinse între 5 și 15 m/min un coeficient de viteză $\alpha_v = 1{,}1$, iar pentru viteze de peste 15 m/min, $\alpha_v = 1{,}15$.

Deci unii autori consideră că o dată cu creșterea vitezei se produce o creștere a forței de decupare, pe cînd alții [4], [6] indică o reducere a forței de decupare o dată cu creșterea vitezei. Scăderea indicată de [6] poate atinge valori de 10 pînă la 20 % din forța de tăiere măsurată static (pe mașini universale de încercat).

Pentru jocuri diferite de valoarea optimă se consideră că forța de tăiere crește. S-au stabilit astfel relații pentru calculul jocului optim în funcție de rezistența materialului :

$$j = \text{c.g.} \sqrt{0{,}8\sigma_r} \text{ — pentru table subțiri} \tag{4}$$

$$j = (1{,}5\,\text{c.g.} - 0{,}015) \sqrt{0{,}8\,\sigma_r} \text{ — pentru } g > 3 \tag{5}$$

în care, după [7] :

$$c = 0{,}035,$$

sau relaţia :

$$j = 2\,(1 - i_m)\,g \cdot \mathrm{tg}\beta \qquad (6)$$

în care :

β este unghiul de forfecare la ştanţare în grade, după [8];

i_m — valoarea adîncimii medii de pătrundere, a poansonului la apariţia fisurilor de forfecare, după [8], pentru $g = 5 \ldots 10$ mm.

De obicei, rezistenţa convenţională de forfecare τ se determină în funcţie de rezistenţa convenţională de rupere la tracţiune a materialului.

Pentru aceasta, literatura de specialitate indică o serie de relaţii :

— Zubţov [2] $\quad \tau = (0{,}55...0{,}90)\,\sigma_r \qquad (7)$

— Oehler [7] $\quad \tau = 0{,}8\,\sigma_r$ pentru $d/g \gg 2 \qquad (8)$

şi $\tau = \sigma_r$ pentru $d/g = 1 \qquad (9)$

— Romanovski [8] $\quad \tau = (0{,}8...0{,}86)\,\sigma_r \qquad (10)$

— Eickhoff [9] $\quad \tau = (0{,}62...0{,}88)\,\sigma_r \qquad (11)$

— Köhler [10] $\quad \tau = 0{,}55\,\sigma_r \qquad (12)$

— Kienzle [11] $\quad \tau = (0{,}6...0{,}9)\,\sigma_r \qquad (13)$

— Lange [12] $\quad \tau = (0{,}59...0{,}95)\,\sigma_r \qquad (14)$

De asemenea, Zubţov propune [2] pentru calculul rezistenţei la decupare şi relaţia :

$$\tau = 1{,}1\,K_e \frac{(\tau_r)_{real}}{\sqrt{3}} \left[\frac{\mathrm{arc\,tg}\,\dfrac{2\,i_m}{j}}{\sqrt{3}\,(\varepsilon_r)_{real}} \right]^{\ln\frac{1}{1-\psi_r}} \left(\frac{g - i_m}{g} \right) \qquad (15)$$

unde :

K_e este un coeficient ce ţine seamă de ecruisarea materialului;

$$(\sigma_r)_{real} = \frac{\sigma_r}{1-\psi_r}; \qquad (16)$$

$$(\varepsilon_r)_{real} = \ln \frac{1}{1-\psi_r}; \qquad (17)$$

g — grosimea materialului;

ψ_r — gîtuirea la rupere la tracţiune.

Se observă că între valorile ce vor rezulta în urma calculului cu relaţiile indicate (7—14) se obţin diferenţe mari. Relaţiile care dau valoarea rezistenţei la decupare numai în funcţie de rezistenţa convenţională de rupere la tracţiune sînt simple, dar prezintă dezavantajul că sînt date în domenii largi, cu puţine indicaţii suplimentare, în aşa fel încît cel ce le utilizează nu ştie întotdeauna în ce zonă a intervalului să-şi aleagă valorile.

Relaţia (15) propusă de M.E. Zubţov, deşi are avantajul unei analize mai amănunţite a procesului de tăiere ţinînd seamă de rezistenţa reală a materialului, de ecruisarea sa în timpul decupării, de indicii de plasticitate i_m şi de indicii ce depind de caracteristicile constructive ale elementelor active, prezintă dezavantajul că parametrii sus amintiţi sînt insuficient prezentaţi în literatură, iar determinarea lor este extrem de laborioasă. De asemenea, rezultatele ce se obţin nu pot caracteriza procesul real de tăiere pe prese.

Se impune deci determinarea valorii rezistenţei la decupare (sau a forţelor de decupare) prin măsurări direct pe prese şi stabilirea unor indicaţii mai precise cu privire la influenţa diferiţilor factori din procesul de tăiere asupra rezistenţei la decupare — lucru pe care şi-l propune lucrarea de faţă. Aceasta, cu atît mai mult, cu cît încercarea de decupare prin presare la rece poate şi trebuie să devină o încercare tehnologică de bază pentru aprecierea prelucrabilităţii tablelor. În aceste cazuri ea poate fi mai simplă şi mult mai reală decît încercarea de rupere la tracţiune.

Pentru măsurări s-a folosit un dinamometru hidraulic cu indicator mecanic (fig. 2) construit în laboratoarele Catedrei de tehnologie mecanică de la Institutul politehnic—Galaţi. În figură s-au folosit următoarele notaţii : *1* — corpul dinamometrului; *2* — cilindru de alimentare şi compensarea pierderilor; *3* — supapă de sens unic; *4* — membrană elastică; *5* — inel de fixare a membranei; *6* — placă piston; *7* inel de fixare a plăcii; *8* — indicator cu arc; *9* — toba pe care se face înregistrarea; *10* — fir de legătură de la tobă la culisorul presei.

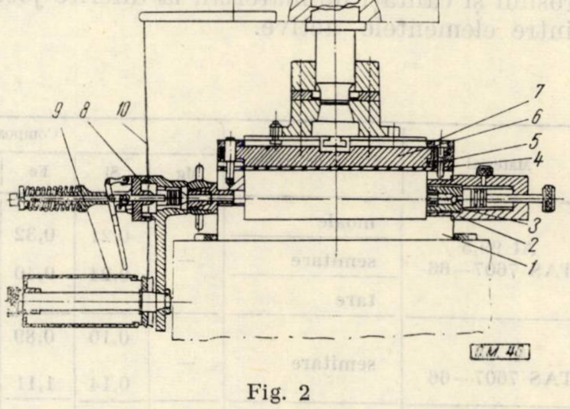


Fig. 2

Indicații suplimentare sînt prezentate în lucrarea [13].

Dinamometrul, împreună cu ștanța, a fost montat pe presa PEU 6 reglată pentru cursa $c = 8$ mm.

Pentru experimentări s-a folosit o ștanță pentru decupare la diametrul de 20 mm, schematic prezentată în figura 2, prevăzută cu o placă de tăiere fixă și un set de 12 poansoane care permit obținerea diferitelor jocuri de tăiere, cuprinse în limitele 0 și 0,4 mm.

Elementele active au fost executate din oțel OSC 12, călite și revenite la 58—60 HRC și rectificate la $R_z = 1{,}6$ µm.

După circa 100 decupări, elementele active au fost rectificate pe suprafețele frontale.

Pentru aprecierea prelucrabilității prin ștanțare, s-au experimentat o serie de aliaje de aluminiu cu grosimi cuprinse între 0,6 și 4 mm și caracteristicile prezentate în tabela 1. S-au ales pentru experimentare aliaje de aluminiu, deoarece ele sînt tot mai mult utilizate la noi în țară la prelucrări prin ștanțare, iar date privind forțele necesare pentru tăiere sînt puține și luate după indicațiile din literatura străină. Rezistența convențională de rupere la tracțiune a fost determinată pe epruvete normale (STAS 2649—59, STAS 200—61). Epruvetele au fost obținute prin ajustare, nu prin ștanțare, pentru a nu se ecruisa materialul.

În figura 3 se prezintă o diagramă [13] obținută cu dinamometrul indicator din care se poate determina forța maximă de tăiere F_{max}, forța de împingere prin orificiul de tăiere F_{imp} și forța de scoatere de pe poanson F_{sc}, la cursa de întoarcere a acestuia. Au fost efectuate măsurări ale forței de tăiere pentru diferite grosimi și calități de material, la diferite jocuri dintre elementele active.

Pentru determinarea valorii jocului optim s-a rabotat tabla cu grosimea $g = 4$ mm din aliajul Al 99,5 la grosimea $g = 1$ mm și $g = 2$ mm (pentru a se evita ecruisarea accentuată a materialului) apoi s-au determinat forțele maxime la diferite valori ale jocului.

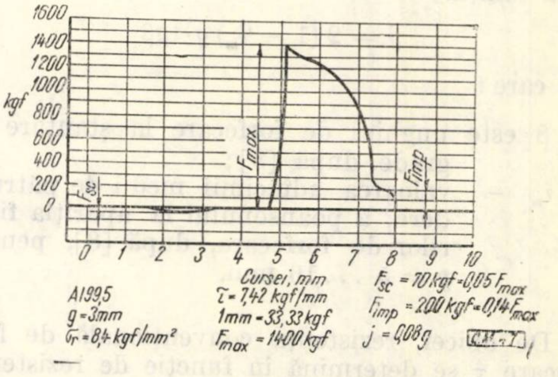


Fig. 3

Cu valoarea măsurată s-a calculat rezistența convențională la decupare cu relația :

$$\tau = \frac{F}{l{\cdot}g}\ \text{kgf/mm}^2, \tag{16}$$

pentru $k = 1$.

Cu rezultatele obținute s-a trasat diagrama din figura 4. Din această diagramă s-a obținut valoarea jocului optim $j = (0{,}08\,...0{,}09)\,g$ care a fost păstrat constant în restul determinărilor. Calculînd valoarea jocului optim cu relația (4) dată de Oehler [7] pentru condițiile amintite ($g = 1$ mm și $g = 2$ mm ; $\sigma_r = 8$ kgf/mm²) se obține $j = 0{,}0855$ g. De asemenea, din indicațiile

Tabela 1

Material	Starea de livrare	Compoziție chimică, %							Proprietăți mecanice	
		Mg	Si	Fe	Cu	Zn	Mn	Al	σ_r, kgf/mm²	$\leqslant\delta$, %
Al 99,5 STAS 7607—66	moale	—	0,21 0,24	0,32 0,40	0,02 0,06	0,05 0,08	—	rest	8 ... 8,5	30 ...48
	semitare								10 ...10,3	3 ... 3,5
	tare								14,2	2,5... 2,2
Al 98 STAS 7607—66	semitare	—	0,10 0,14	0,89 1,11	0,03 0,05	0,10 0,12	—	rest	12 ...13	3 ... 3,75
Al Mg 3 STAS 7608—66	moale	2,40 2,52	0,34 0,39	0,10 0,12	urme	urme	urme	rest	17 ...17,8	14,6...16,4
	semitare								19,6...20,1	4,0... 6,2
	tare								24,6...24,9	3,0... 3,6
Al Si Mg STAS 7608—66	moale	0,30 0,40	0,42 0,56	0,24 0,28	0,11 0,14	0,24 0,28	urme	rest	18,1...18,9	19,6...19
	semitare								22 ...22,45	20,3...20,5
	ecruisat prin laminare								17,2...17,82	3,6...4

lui Zubţov [2], pentru aluminiu, $j = (0,0835 ... 0,10)\ g$, iar după Romanovki [8] $j = (0,06 ... 0,10)\ g$. Comparînd valorile obţinute în lucrare cu cele indicate, se observă că ele sînt foarte apropiate de cele recomandate de Oehler [7] şi de Zubţov [2].

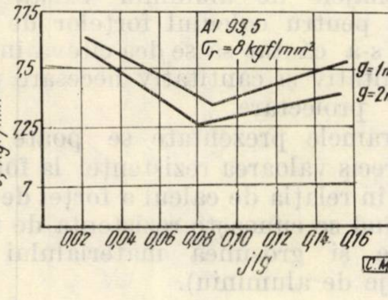


Fig. 4

Din figura 4 se observă faptul că valoarea rezistenţei convenţionale la decupare creşte în cazul în care jocul este diferit de jocul optim, lucru ce confirmă o serie de indicaţii din literatura de specialitate [2], [8]. De asemenea, se observă o creştere mai accentuată a rezistenţei la decupare în cazul micşorării jocului sub valoarea optimă, decît în cazul creşterii sale peste această valoare.

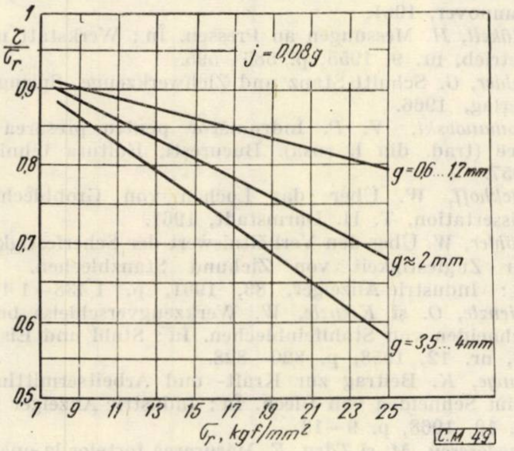


Fig. 5

În diagrama din figura 5 se indică modul cum variază raportul τ/σ_r în funcţie de σ_r, pentru diferite grosimi de material. Din analiza acestei diagrame rezultă, în primul rînd, că raportul nu are o valoare constantă, ci este o funcţie de rezistenţa de rupere la tracţiune şi de grosimea materialului. Valoarea acestui raport se micşorează o dată cu creşterea rezistenţei de rupere σ_r şi de asemenea şi o dată cu creşterea grosimii materialului.

În figurile 6 şi 7 s-a reprezentat modul de variaţie a raportului τ/σ_r în funcţie de grosimea materialului pentru diferite rezistenţe de rupere la tracţiune. Din aceste diagrame rezultă faptul că raportul τ/σ_r scade o dată cu creşterea grosimii materialului, lucru care reise şi din figura 5. Acest mod de variaţie se poate explica prin faptul că o dată cu creşterea grosimii materialului există condiţii mai favorabile pentru formarea alunecărilor decît în cazul materialelor subţiri şi, de asemenea, că materialele mai groase sînt mai puţin sensibile la acţiunea muchiilor tăietoare.

Ecruisarea produsă la pătrunderea muchiilor tăietoare în material este mai mare la materialele mai subţiri faţă de materialele mai groase.

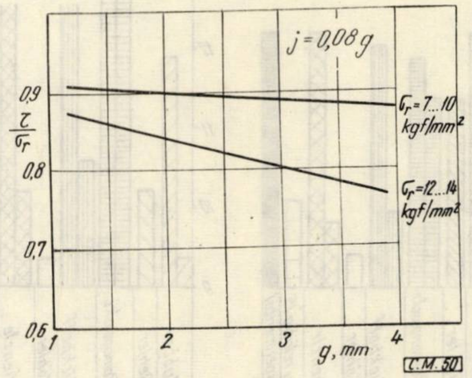


Fig. 6

Din aceste diagrame se mai constată şi faptul că modul de variaţie a funcţiei $\tau = f\ (g)$ este diferit pentru diferite rezistenţe de rupere la tracţiune σ_r; anume, influenţa grosimii materialului asupra valorii raportului τ/σ_r este cu atît mai mare, cu cît valoarea rezistenţei convenţionale de rupere la tracţiune este mai mare.

Determinarea forţelor de tăiere la operaţiile de presare la rece este cerută de necesitatea dimensionării elementelor ştanţei, precum şi pentru alegerea judicioasă a utilajului (presei). Forţele dezvoltate la operaţiile de tăiere prin presare la rece sînt mult mai mari decît cele de la aşchiere, deci determinarea lor cu o precizie suficient de mare se impune cu necesitate. Necunoaşterea forţelor de tăiere, inter-

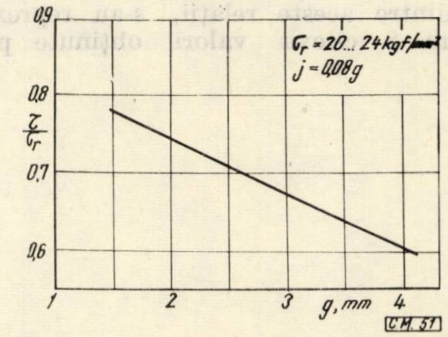


Fig. 7

pretarea greşită a indicaţiilor cu privire la proprietăţile materialului ştanţat duc la uzarea prematură a elementelor ştanţelor şi preselor, la întreruperi mari în timpul lucrului şi chiar la distrugerea elementelor active sau a elementelor presei, putînd provoca accidente.

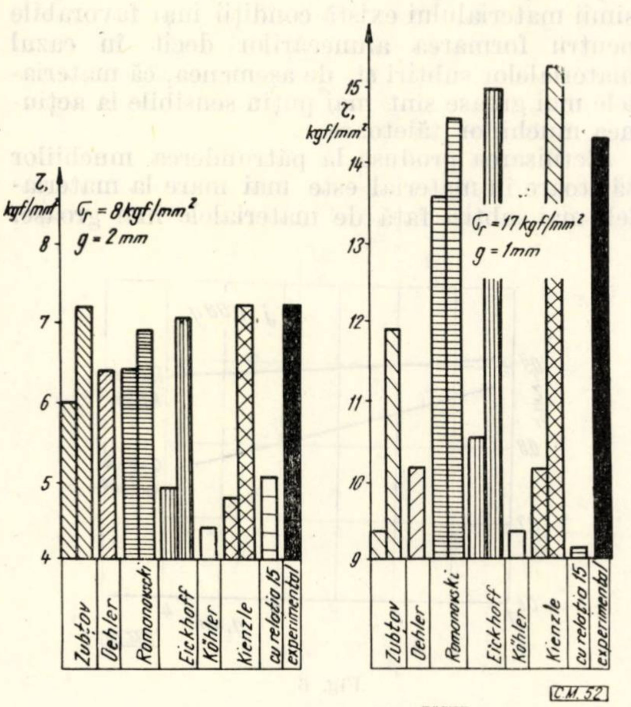


Fig. 8

În general, în relaţiile pentru calculul forţelor de tăiere prin presare la rece (decupare sau perforare) intră drept caracteristică de material rezistenţa convenţională de forfecare τ. Pentru determinarea ei, literatura de specialitate indică o serie de relaţii —(7) ...(15) — în limite destul de largi, cu destul de puţine precizări în funcţie de caracteristicile materialului, grosimea sa etc. Pentru a se exemplifica abaterile mari ce apar în cazul utilizării necorespunzătoare a unora dintre aceste relaţii, s-au reprezentat în figura 8 cîteva valori obţinute pentru $\tau_r = 8$ kgf/mm² şi $g = 2$ mm şi pentru $\sigma_r = 17$ kgf/mm² şi $g = 1$ mm, alături de rezultatele experimentate obţinute în această lucrare.

Pentru aliajele de aluminiu există foarte puţine date pentru calculul forţelor de tăiere şi de aceea s-a căutat să se dea cîteva indicaţii de ordin calitativ şi cantitativ necesare pentru calculul de proiectare.

Din diagramele prezentate se poate determina mai precis valoarea rezistenţei la forfecare τ care intră în relaţia de calcul a forţei de tăiere (1) atunci cînd se cunoaşte rezistenţa de rupere la tracţiune şi grosimea materialului tăiat (pentru aliaje de aluminiu).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cirillo, A.* ş.a. Tehnologia matriţării şi ştanţării la rece. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1966.

[2] *Zubţov, M. E.* Tehnologia ştanţării la rece (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1953.

[3] *Mihalenko, F. P.* Particularităţile decupării prin ştanţare cu un număr sporit de curse ale presei (trad. din l. rusă). În : Noutăţi în tehnologia de mare productivitate a tablei, Bucureşti, I.D.T., 1960, p. 105—119.

[4] *Márton, S.* Sajtó vágoszerszámok éltartossága. În : Gép, nr. 6, 1966, p. 233—243.

[5] *Buchmann, K.* Beitrag zur Verschleissbeurteilung beim Schneiden von Stahlfeinblechen. Dissertation. T.H. Hannover, 1961.

[6] *Mäkelt, H.* Messungen an Pressen. În : Werkstatt und Betrieb, nr. 9, 1955, p. 585—595.

[7] *Oehler, G.* Schnitt-Stanz und Ziehwerkzeuge, Springer-Verlag, 1966.

[8] *Romanovski, V. P.* Îndrumător pentru presarea la rece (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

[9] *Eickhoff, W.* Über das Lochen von Grobblechen. Dissertation, T. H. Darmstadt, 1961.

[10] *Köhler, W.* Über den Verhältniswert der Scherfestigkeit zur Zugfestigkeit von Ziehund Stanzblechen. În : Industrie-Anzeiger, 83, 1961, p. 1 438—1 442.

[11] *Kienzle, O.* şi *Kienzle, W.* Werkzeugverschleiss beim Schneiden von Stahlfeinblechen. În : Stahl und Eisen, 78, nr. 12, 1958, p. 820—828.

[12] *Lange, K.* Beitrag zur Kraft- und Arbeitsermittlung beim Schneiden von Blech. În : Industrie-Anzeiger 90, nr. 19, 1968, p. 9—13.

[13] *Teodorescu, M.* şi *Ţâru, E.* Măsurarea forţelor la operaţiile de tăiere prin presare la rece. Comunicare la Sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Galaţi, 30—31 mai 1969.

CZ 621.431.73–71

Posibilitatea creşterii puterii motorului de automobil prin utilizarea unei răciri eficiente şi raţionale

Prof. dr. ing. Marin UNTARU – Institutul politehnic – Braşov

Problemei creşterii puterii motorului de automobil i se acordă o atenţie deosebită, dat fiind utilizarea pe scară largă a acestora şi necesitatea realizării unor construcţii cu calităţi dinamice şi economice cît mai ridicate, care să prezinte maximum de siguranţă în funcţionare.

Dezvoltarea motoarelor cu aprindere prin scînteie, folosite în construcţia de automobile, arată că obţinerea unor puteri mărite ale acestora se face pe baza creşterii puterii litrice, prin ridicarea gradului de compresiune şi mărirea turaţiei arborelui motor.

Creşterea puterii motoarelor de automobil determină condiţii mai grele de funcţionare pentru sistemul de răcire, iar ridicarea gradului de compresiune necesită utilizarea unor benzine de calitate superioară şi duce la o funcţionare a pieselor motorului cu solicitări termice mai mari.

Practica arată că sistemul de răcire al multor tipuri de motoare funcţionează nesatisfăcător, deoarece adeseori, la sarcina nominală motoarele se supraîncălzesc iar la sarcini parţiale se răcesc prea mult. Atît încălzirea excesivă cît şi suprarăcirea duc la înrăutăţirea funcţionării, prin diminuarea parametrilor energetici şi de economicitate ai motorului.

Puterea efectivă a motorului cu aprindere prin scînteie în patru timpi se poate determina cu ajutorul relaţiei următoare :

$$P_e=\frac{h_u}{\alpha\, l_0+1}\cdot\frac{P_0\cdot V_h}{R\cdot T_0}\cdot\eta_v\cdot\eta_e\cdot n\cdot\frac{427}{9\,000},\ \text{CP},\qquad(1)$$

în care :

h_u este puterea calorică a combustibilului, kcal/kg ;

α — coeficientul excesului de aer ;

l_0 — cantitatea de aer teoretic necesară arderii unui kilogram de combustibil, kg ;

P_0 — presiunea mediului înconjurător, kgf/m^2 ;

V_h — volumul cilindrilor motorului, m^3 ;

R — constanta gazelor, kgfm/kg · grad ;

T_0 — temperatura mediului înconjurător, °K ;

η_v — coeficientul de umplere al motorului ;

η_e — randamentul efectiv al motorului ;

n — turaţia arborelui cotit al motorului, rot/min.

La stabilirea căilor posibile pentru obţinerea unei puteri mărite a motorului, trebuie analizată în primul rînd puterea litrică, parametru specific care reprezintă raportul dintre puterea efectivă a motorului şi volumul cilindrilor acestuia. Ea caracterizează calitatea motorului ca maşină termică şi poate fi utilizată drept criteriu de apreciere a unor tipuri diferite de motoare :

$$P'_e=\frac{h_u}{\alpha\, l_0+1},\frac{P_0}{R\cdot T_0}\cdot\eta_v\cdot\eta_e\cdot n\cdot\frac{427}{9\,000},\ \text{CP/l.}\qquad(2)$$

Cu o oarecare aproximaţie, pentru calculele obişnuite, această relaţie poate fi scrisă şi sub forma :

$$P'_e=\frac{h_u}{l_0+1}\cdot\frac{P_0}{R\cdot T_0}\cdot\frac{\eta_v}{\alpha}\cdot\eta_e\cdot n\,\frac{427}{9\,000},\ \text{CP/l.}\qquad(3)$$

Cunoscînd că $\eta_e=\eta_t\cdot\eta_g\cdot\eta_m$ şi $\eta_t=1-\dfrac{1}{\varepsilon^{k-1}}$ unde :

η_t este randamentul termic al ciclului ;

η_g — randamentul relativ al motorului ;

η_m — randamentul mecanic al motorului ;

ε — gradul de compresiune,

şi introducînd aceste valori în relaţia (3), se obţine expresia analitică a puterii litrice sub o formă care permite analiza factorilor cu influenţă mai mare asupra creşterii puterii motorului de automobil :

$$P'_e=\frac{h_u}{l_0+1}\cdot\frac{P_0}{R\cdot T_0}\cdot\frac{\eta_v}{\alpha}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right)\eta_g\cdot\eta_m\cdot n\cdot\frac{427}{9\,000}\ \text{CP/l.}\qquad(4)$$

În această ecuație sînt cîteva mărimi determinate de caracteristicile combustibilului și ale mediului în care lucrează motorul, de exemplu $\frac{h_u}{l_0+1} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0}$, care nu pot fi schimbate după dorința constructorului. De aceea creșterea puterii motorului de automobil, cu aprindere prin scînteie, poate fi obținută prin îmbunătățirea calității amestecului de admisie (α), prin ridicarea gradului de compresiune (ε), prin creșterea randamentelor relativ (η_g) și mecanic (η_m), prin mărirea turației motorului (n) și prin îmbunătățirea coeficientului de umplere al motorului (η_v).

Variația coeficientului excesului de aer $-\alpha$, nu poate avea loc în limite foarte largi deoarece viteza de ardere cea mai mare a amestecului carburant se obține la $\alpha = 0{,}85 \ldots 0{,}9$ și orice abatere de la aceste valori duce la micșorarea vitezei de ardere și prin urmare la reducerea puterii motorului.

Ridicarea gradului de compresiune $-\varepsilon$, este posibilă numai cu creșterea concomitentă a cifrei octanice, mecanice a combustibilului, adică prin perfecționarea camerei de ardere din punctul de vedere al micșorării pierderilor de căldură. Îmbunătățirea formei camerei de ardere duce implicit și la creșterea randamentului relativ — η_g, al motorului.

Creșterea randamentului mecanic — η_m este condiționată de îmbunătățirea procesului tehnologic, ceea ce în condițiile producției de masă a motoarelor de automobil nu totdeauna este posibil.

Mărirea turației arborelui cotit al motorului — n, determină creșterea puterii litrice a motorului, dar solicitările mecanice, uzura și pierderile de frecare în motor se măresc. De asemenea, la turații ridicate coeficientul de umplere se micșorează și deci puterea motorului se reduce.

Coeficientul de umplere — η_v, care reprezintă raportul dintre cantitatea gravimetrică a gazelor proaspete realmente admisă în motor și cantitatea teoretică ce ar fi putut umple cilindrii motorului în condițiile date de temperatură și presiune ale mediului înconjurător, influențează în mod deosebit asupra puterii motorului. Acest coeficient permite compararea umplerii motoarelor de dimensiuni diferite și poate fi determinat pe cale analitică utilizînd relația următoare:

$$\eta_v = \left[1 - \frac{n^2}{520 \cdot 10^6}\left(\frac{V'_h}{f}\right)^2 \cdot \frac{1}{\varphi^2}\left(\frac{\varepsilon-\delta}{\varepsilon-1}\right)^2\right]^{3,5} \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{\varepsilon-\delta}{\varepsilon-1} \cdot v \qquad (5)$$

unde:

V'_h este volumul unui cilindru al motorului, m^3;

f — suprafața secțiunii canalului de admisie, m^2;

φ — coeficient care ia în considerare rezistențele în canalele de admisie, la curgerea gazelor proaspete;

T_a — temperatura amestecului carburant la sfîrșitul admisiei, °K;

δ — coeficient care ia în considerare gradul micșorării volumului gazelor rămase în cilindru;

v — coeficientul consistenței amestecului carburant.

Pe baza acestei relații se poate constata că valoarea coeficientului de umplere este determinată mai ales de construcția organelor de admisie, caracterizată de parametrii f/V'_h, φ și v, de turația arborelui cotit al motorului n și de temperatura amestecului carburant la sfîrșitul admisiei — T_a.

Creșterea raportului dintre suprafața secțiunii orificiului de admisie și volumul cilindrului — f/V'_h duce la îmbunătățirea umplerii, dar la marea majoritate a motoarelor mărirea supapei de admisie nu este posibilă, fiind limitată de dimensiunile camerei de ardere și de gradul de compresiune al motorului.

Prin urmare, pentru a obține creșterea puterii motorului prin îmbunătățirea coeficientului de umplere, trebuie influențat în sensul reducerii rezistenței în canalele de admisie, obținerii unei uniformități maxime a repartiției amestecului carburant pe cilindri și menținerea regimului termic al motorului la un nivel corespunzător asigurării unei umpleri satisfăcătoare a cilindrilor.

Regimul termic, caracterizat de temperatura lichidului de răcire, are o influență complexă și contradictorie asupra funcționării și economicității motorului de automobil. Pe de o parte, o dată cu creșterea temperaturii lichidului de răcire au loc o serie de schimbări pozitive (creșterea conținutului de vapori în amestecul carburant, mărirea vitezei de ardere, reducerea pierderilor mecanice), iar pe de altă parte au loc o serie de schimbări negative (reducerea umplerii, mărirea pierderilor cu gazele de evacuare, creșterea temperaturii pieselor), care influențează în mod contradictoriu funcționarea motorului. Pentru creșterea puterii, mărirea vitezei de ardere și creșterea conținutului de vapori în amestecul carburant, pentru reducerea pierderilor de căldură în lichidul de răcire, micșorarea pierderilor mecanice și a uzurii cilindrilor, pentru îmbunătățirea economicității motorului este necesară menținerea unei temperaturi ridicate a lichidului de răcire în blocul cilindrilor. Pentru creșterea coeficientului de umplere și micșorarea pierderilor de căldură cu gazele de evacuare, temperatura lichidului de răcire în chiulasa motorului trebuie să fie mai mică decît în blocul cilindrilor. Evident, sistemul de răcire obişnuit nu poate asigura o asemenea diferenţiere a temperaturii lichidului de răcire. Aceasta se poate obţine prin răcirea diferenţiată a motorului, sistem eficient şi raţional al cărui principiu constă în răcirea mai intensă a chiulasei decît a blocului cilindrilor, care permite obţinerea unei puteri mărite prin îmbunătăţirea umplerii motorului.

Regimul termic al motorului influenţează mult asupra temperaturii amestecului carburant la sfîrşitul admisiei — T_a, care la rîndul său influenţează coeficientul de umplere al motorului. Valoarea acestei temperaturi se determină cu ajutorul relaţiei :

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t + \gamma\psi T_r \left(\frac{P_a}{P_r}\right)^{\frac{n-1}{n}}}{1 + \gamma\psi}, \ ^\circ\mathrm{K}, \quad (6)$$

în care :

Δt reprezintă creşterea temperaturii amestecului carburant de la piesele calde ale motorului, °C ;

γ — coeficientul gazelor reziduale ;

ψ — raportul căldurilor specifice ale gazelor reziduale şi ale amestecului carburant ;

T_r, P_r — temperatura (°K) şi presiunea (kgf/m^2) gazelor reziduale ;

P_a — presiunea la sfîrşitul admisiei, kgf/m^2 ;

n — exponentul politropic al destinderii gazelor reziduale.

Rezultă că temperatura T_a depinde de cantitatea relativă a gazelor reziduale γ şi de încălzirea amestecului carburant de la piesele calde ale motorului Δt. Cu cît se încălzeşte mai mult amestecul carburant cu atît densitatea lui este mai mică şi deci cu atît mai mult se micşorează umplerea gravimetrică a cilindrilor. Intensitatea preîncălzirii amestecului carburant depinde de regimul de funcţionare şi de intensitatea răcirii motorului. La scăderea temperaturii lichidului de răcire se reduce temperatura pieselor motorului şi intensitatea preîncălzirii amestecului carburant se micşorează, ceea ce duce la mărirea coeficientului de umplere.

Deoarece mărimea Δt depinde de regimul termic al motorului, se poate stabili dependenţa dintre temperatura lichidului de răcire şi coeficientul de umplere. Pentru a determina caracterul variaţiei coeficientului de umplere în funcţie de preîncălzirea amestecului carburant, se pot utiliza datele furnizate de calculul termic al motorului SR-211, la care s-au adoptat următoarele valori iniţiale : $T_r = 1\,100^\circ\mathrm{K}$; $T_0 = 293^\circ\mathrm{K}$; $\gamma = 0{,}048$; $\delta = 0{,}5$; $\varphi = 0{,}7$; $\psi = 1{,}15$; $\varepsilon = 6{,}7$; $f/V_h' = 12{,}5 \frac{\mathrm{cm}^2}{\mathrm{l}}$. Rezultatele obţinute pentru regimul unei turaţii medii a motorului ($n = 2\,200$ rot/min) la admisiunea plină sînt date în tabela 1.

Pe baza acestor date se poate deduce că preîncălzirea amestecului carburant influenţează simţitor asupra coeficientului de umplere al motorului. Reducerea preîncălzirii amestecului, la regimul considerat, cu fiecare 10°C atrage după sine o creştere a coeficientului de umplere cu aproximativ 3 %.

De aici se poate trage concluzia că utilizarea răcirii diferenţiate duce la creşterea puterii motorului prin îmbunătăţirea umplerii cilindrilor. În afară de aceasta, reducerea preîncălzirii şi implicit micşorarea temperaturii gazelor la sfîrşitul admisiei şi începutul compresiei T_a duce la scăderea temperaturii sfîrşitului compresiei şi temperaturii din timpul arderii, ceea ce reduce posibilitatea apariţiei detonaţiei în motoarele puternic solicitate termic. În acest caz este posibilă şi o oarecare mărire a avansului la aprindere fără ridicarea cifrei octanice a combustibilului.

Studiul experimental efectuat pe un motor românesc SR—211, echipat cu sistem de răcire obişnuit şi cu sistem de răcire diferenţiat, a confirmat justeţea ipotezelor teoretice cu privire la influenţa temperaturii lichidului de răcire asupra performanţelor motorului şi a permis stabilirea valorilor optime ale temperaturilor lichidului de răcire în chiulasă şi în blocul cilindrilor.

Pentru determinarea parametrilor de putere şi economicitate ai motorului a fost utilizată metoda ridicării caracteristicilor de reglaj în

Tabela 1

Δt °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40
T_a °K	330	338	342	345	350	355	360	365	370
η_v	0,91	0,877	0,877	0,868	0,856	0,843	0,834	0,822	0,81
η_v, %	100	97,5	96,5	95,5	94,2	92,7	91,5	90,3	89

funcţie de dozajul amestecului carburant şi în funcţie de avansul la producerea scînteii electrice, la diferite turaţii şi la regimuri cu sarcini de 50, 75 şi 100 %. Caracteristicile au fost ridicate la temperaturi diferite ale lichidului în cămăşile chiulasei şi în blocul cilindrilor, în toate cazurile avansul la aprindere fiind stabilit la valoarea optimă permisă.

Rezultatele studiului experimental al procesului umplerii motorului sînt prezentate în figura 1. Datele acestui grafic arată că, la funcţionarea motorului cu admisiune plină, pe caracteristica externă, coeficientul de umplere este mai mare la răcirea diferenţiată decît la cea obişnuită, pentru toate regimurile, cu aproximativ 4 %. Aceasta se explică prin faptul că odată cu micşorarea temperaturii lichidului de răcire în chiulasă, intensitatea preîncălzirii motorului creşte.

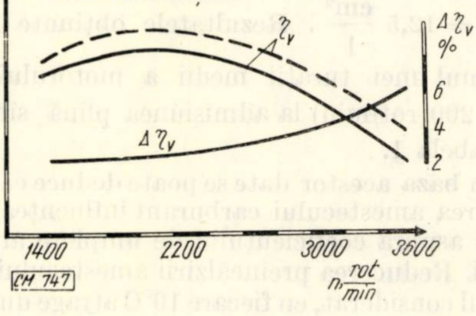


Fig. 1. Variaţia coeficientului de umplere în funcţie de turaţie pentru răcirea obişnuită şi răcirea diferenţiată.

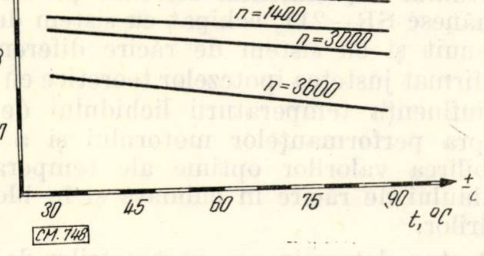


Fig. 2. Influenţa temperaturii lichidului de răcire din chiulasă asupra coeficientului de umplere.

Această concluzie este susţinută şi de datele experimentale prezentate în figura 2, care arată că temperatura lichidului de răcire în chiulasa motorului influenţează asupra mărimii coeficientului de umplere la toate regimurile.

Trebuie subliniat însă că gradul influenţei temperaturii lichidului de răcire asupra coeficientului de umplere nu este acelaşi pentru toate regimurile de funcţionare ale motorului. Aşa de exemplu, la regimul de funcţionare cu turaţia $n = 1\,400$ rot/min şi la variaţia temperaturii lichidului de răcire în chiulasa motorului de la 90 pînă la 30°C, coeficientul umplerii creşte de la 0,85 la 0,86 (3,5 %) în timp ce la funcţionarea motorului cu turaţia $n = 3\,600$ rot/min pentru acelaşi interval de temperaturi ale lichidului de răcire în chiulasă, coeficientul de umplere creşte de la 0,71 la 0,77 (7,5 %). Aceasta are loc deoarece la creşterea turaţiei motorului intensitatea preîncălzirii amestecului se reduce ca urmare a micşorării timpului de contact dintre gazele proaspete şi pereţii calzi ai canalelor de admisie.

Cu ajutorul datelor experimentale obţinute la încercarea motorului cu diferite temperaturi ale lichidului de răcire s-au putut stabili valorile optime ale lichidului în chiulasa motorului şi în blocul cilindrilor, la răcirea diferenţiată.

În figura 3 este prezentată dependenţa puterii şi consumului specific al motorului de temperatura lichidului de răcire în chiulasă, la menţinerea constantă a temperaturii în blocul cilindrilor (90°C).

Acest grafic permite să se tragă concluzia că, temperaturile optime ale lichidului de răcire sînt de 45—50°C în chiulasa motorului şi 85—90°C în blocul cilindrilor. În acest caz, la toate regimurile de funcţionare se obţin cei mai buni parametri de putere şi economicitate. Aceasta se explică prin faptul că la scăderea temperaturii lichidului de răcire în chiulasă se îmbunătăţeşte umplerea cilindrilor motorului. Micşorarea temperaturii lichidului de răcire sub 45°C deşi este însoţită de îmbunătăţirea umplerii duce la o oarecare scădere a puterii motorului. Aceasta se întîmplă din cauza transmisiei de căldură prea mari prin pereţii camerei de ardere şi din cauza înrăutăţirii procesului formării amestecului carburant şi al arderii, ca urmare a răcirii prea intense a pereţilor camerei de ardere.

Din analiza caracteristicilor de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant şi avansul la aprindere, caracteristicilor de sarcină şi a celor externe, ridicate la temperaturile optime ale lichidului de răcire în chiulasă şi în blocul cilindrilor, se pot aprecia avantajele răcirii diferenţiate a motorului.

În figura 4 sînt prezentate caracteristicile de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant, la turaţia $n = 3\,600$ rot/min pentru motorul echipat cu ambele sisteme de răcire.

Aceste date arată că în toate cazurile parametrii de putere şi economicitate ai motorului cu răcire diferenţiată sînt superiori celor ai motorului cu răcire obişnuită, ca urmare a îmbunătăţirii umplerii cilindrilor şi îmbunătăţirii procesului de formare a amestecului carburant. La funcţionarea motorului cu admisie plină (100%) puterea creşte cu 9–10% iar economicitatea se îmbunătăţeşte cu 12–13%. Cînd motorul funcţionează cu 75% din sarcină puterea creşte cu 5–6% iar economicitatea se îmbunătăţeşte cu 8–9%. La funcţionarea cu 50% din sarcină, puterea motorului creşte cu 3–4% iar economicitatea este mai bună cu 3–5%. Prin urmare, o dată cu reducerea sarcinii motorului, avantajele răcirii diferenţiate se diminuează. Aceasta se explică prin faptul că la sarcini parţiale creşterea umplerii şi avansului la aprindere nu este aşa de eficientă ca la sarcina plină, pe de o parte, iar pe de altă parte pierderile de căldură în sistemul de răcire la aceste regimuri sînt mai mari.

Pe baza caracteristicilor de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant s-au construit caracteristicile externe ale motorului cu răcire diferenţiată şi cu răcire obişnuită, care sînt prezentate în figura 5.

Aceste caracteristici arată că utilizarea răcirii diferenţiate la motoarele de automobil cu aprindere prin scînteie asigură parametri de putere şi economicitate superiori celor obţinuţi la motoarele cu răcire obişnuită, ceea ce concordă şi atestă pe deplin concluziile teoretice stabilite.

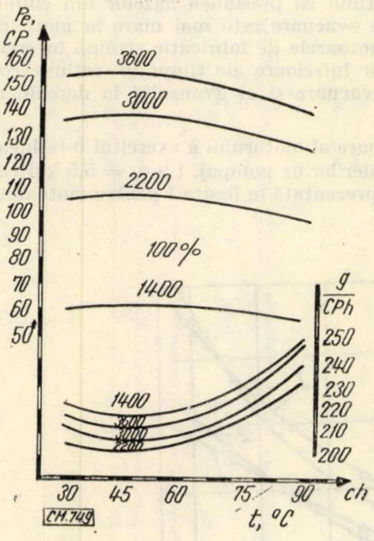


Fig. 3. Dependenţa puterii şi consumului specific al motorului de temperatura lichidului de răcire în chiulasă la sarcină plină.

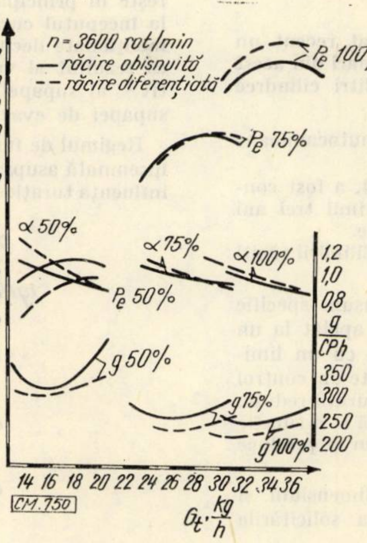


Fig. 4. Caracteristicile de reglaj în funcţie de dozajul amestecului carburant pentru motorul cu răcire obişnuită şi răcire diferenţiată.

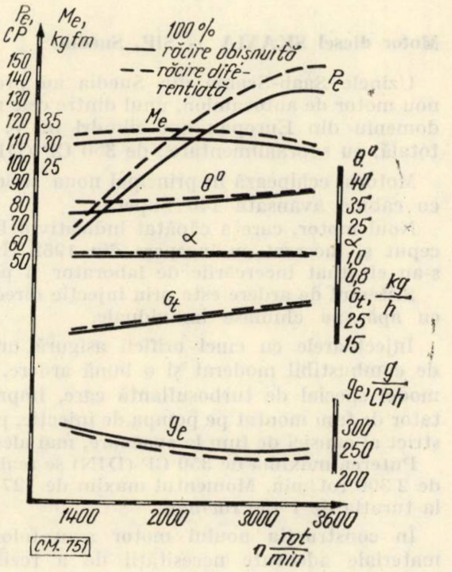


Fig. 5. Caracteristicile externe ale motorului cu răcire obişnuită şi răcire diferenţiată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* şi *Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă — procese şi caracteristici. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Bărănescu, G.* Calculul proceselor de ardere. Bucureşti, Editura Academiei Republicii Socialiste România, 1955.

[3] *Lenin, I. M.* Teoria avtomobilnîh dvigatelei, Moscova, Maşghiz, 1958.

[4] *Ricardo, H. R.* The high speed internal combustion engine, London, Blackie and Sons, 1953.

Documentare

Motor diesel SKANIA — SiP, Suedia

Uzinele Saab-Scania din Suedia au prezentat recent un nou motor de autocamion, unul dintre cele mai mari din acest domeniu din Europa: opt cilindri în V, 14 litri cilindree totală, cu supraalimentare; de 350 CP (DIN).

Motorul echipează în principal noua serie de autocamioane cu cabină avansată 140 Super.

Noul motor, care a căpătat indicativul DS 14, a fost conceput și încercat cu începere din 1962. În ultimii trei ani s-au efectuat încercările de laborator și pe cale.

Sistemul de ardere este prin injecție directă. Cilindrii răciți cu apă, au chiulase individuale.

Injectoarele cu cinci orificii asigură un consum specific de combustibil moderat și o bună ardere. S-a apelat la un model special de turbosuflantă care, împreună cu un limitator de fum montat pe pompa de injecție, permite un control strict al emisiei de fum la evacuare, mai ales la turații reduse.

Puterea maximă de 350 CP (DIN) se realizează la o turație de 2 300 rot/min. Momentul maxim de 127 kgf.m se produce la turația de 1 450 rot/min.

În construcția noului motor s-au folosit dimensiuni și materiale adecvate necesității de a rezista la solicitările termo-mecanice înalte.

Întreg motorul a fost conceput în scopul de a răspunde cererii crescînde de motoare cu o mare forță de tracțiune și cu accelerații înalte, ambele calități fiind necesare tracțiunii grele rutiere pentru a se menține convenabil în circulația din ce în ce mai densă de pe șosele.

Problema este deosebit de importantă în prezent. Astfel, de pildă se arată că pe autostrăzi, va fi necesară, din 1972, o putere de 8 CP pe tona brută a autotrenului. Dacă se ia în considerare încărcarea limită obișnuită de 38 tone, aceasta duce la necesitatea unui motor de 304 CP, lucru de care trebuie să se țină seamă la conceperea oricărui nou tip de motor pentru tracțiunea grea rutieră.

S.M.M.

Studiul pierderilor de pompaj la motoarele diesel cu admisiune normală, pentru tractoare. A. I. Filimonov și E. V. Nikolaev. În: Traktori i selhozmașini, nr. 8, 1969

Eficiența procesului de schimbare a gazelor la motoarele diesel în patru timpi pentru tractoare este apreciată de obicei prin coeficientul de umplere, care nu sesizează aspectul energetic al procesului, nepermițînd evaluarea lucrului mecanic necesar. Această lipsă este cu atît mai importantă, cu cît pierderile de pompaj constituie o parte însemnată din pierderile mecanice ale motorului, influențîndu-i corespunzător economicitatea.

Pentru determinarea pierderilor de pompaj s-au efectuat încercări pe o serie de motoare sovietice și de altă fabricație, evidențiindu-se cauzele care generează pierderi sporite la motoarele D—37 și AM—41. S-au utilizat diagrame de pompaj fără linia de presiune atmosferică, ridicate cu un indicator electropneumatic stroboscopic MAI—2. Pentru control s-a folosit o supapă stroboscopică de prelevare a gazelor, cu deschidere de 3—5° RAC.

Conform datelor din literatură, presiunea medie corespunzătoare pierderilor de pompaj p_p reprezintă 16—18% din presiunea medie convențională a pierderilor mecanice, la motoarele diesel rapide de automobile și tractoare. Cercetări efectuate anterior în cadrul NATI au arătat că p_p ia valori superioare la motoarele sovietice D—37 M și AM—41: 21 și respectiv 19,5% la regim nominal, 22,2 și respectiv 17,6% la regimul de presiune medie efectivă $p_e = 5{,}5$ kgf/cm^2 și, turație $n = 1\,700$ rot/min. Această particularitate se datorește în principal faptului că presiunea gazelor din cilindru la începutul cursei de evacuare este mai mare la motoarele menționate decît la motoarele de fabricație străină încercate ca rezultat al valorilor inferioare ale timpului-secțiune relativ[1] al supapei de evacuare și al avansului la deschiderea supapei de evacuare.

Regimul de funcționare al motorului a exercitat o influență însemnată asupra pierderilor de pompaj. La $p_e = 5{,}5$ kgf/cm^2, influența turației este prezentată în figura 1 pentru motoarele:

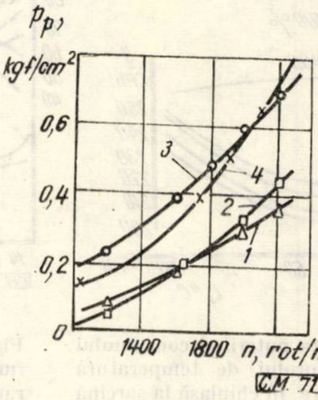


Fig. 1

a — 954 V, b — VM 410, c — D—37 M, d — AM—41. Creșterea presiunii p_p la mărirea turației este condiționată de majorarea presiunii gazelor din cilindru în timpul evacuării, în primul rînd la începutul acesteia, ca urmare a micșorării timpului-secțiune efectiv al avansului la deschiderea supapei de evacuare și a măririi presiunii gazelor la sfîrșitul destinderii. Influența menționată este cu atît mai substanțială cu cît timpul-secțiune relativ al supapei de evacuare este mai mic; o atare caracteristică este determinată de valorile coborîte ale diametrului relativ[1] și ale cursei maxime relative[1] corespunzătoare supapelor de evacuare de la motoarele sovietice. Astfel, cea mai mare variație a presiunii p_p (cu circa 0,6 kgf/cm^2 între 1 200 și 2 000 rot/min) a fost înregistrată la motorul AM—41, la care diametrul relativ și cursa maximă relativă ale supapei de evacuare sînt minime (0,35 și respectiv 0,10).

Și modificarea sarcinii motorului a antrenat variația pierderilor de pompaj, influența fiind mai însemnată la turații ridicate. Astfel, în cazul funcționării motorului AM—41 la presiuni medii indicate cuprinse între 5 și 8 kgf/cm^2, p_p a crescut cu 45% la $n = 2\,100$ rot/min și cu 22% la turația nominală (1 750 rot/min); la turații mai mici, variația sarcinii nu a influențat sensibil pierderile de pompaj. Această dependență a pierderilor de pompaj față de sarcină se explică prin creșterea presiunii și temperaturii gazelor din cilindru o dată cu sarcina, timpul-secțiune insuficient al supapelor de evacuare mai ales la turații ridicate, determinînd majorarea rapidă a presiunii gazelor la începutul evacuării; o variație similară înregistrează presiunea gazelor la sfîrșitul evacuării, datorită intensificării fenomenului inerțional din colector. Din punctul de vedere al pierderilor de pompaj, pentru motorul AM—41 s-a dovedit optimă sarcina de 35—38 mg combustibil pe ciclu ($p_e \approx 3$ kgf/cm^2). La motorul D 37—M și mai ales la celelalte motoare încercate, sarcina a influențat mai puțin pierderile de pompaj, timpul-secţiune relativ al supapei de evacuare fiind mai mare.

---

[1] Raportat la suprafața pistonului

În afara celor menţionate, s-a mai evidenţiat influenţa depresiunii la admisiune Δp_a şi a contrapresiunii la evacuare Δp_{ev}. Rezultatele obţinute pentru motorul AM—41 la $p_e = 45$ kgf/cm² sînt ilustrate în figura 2,*a* şi *b*.

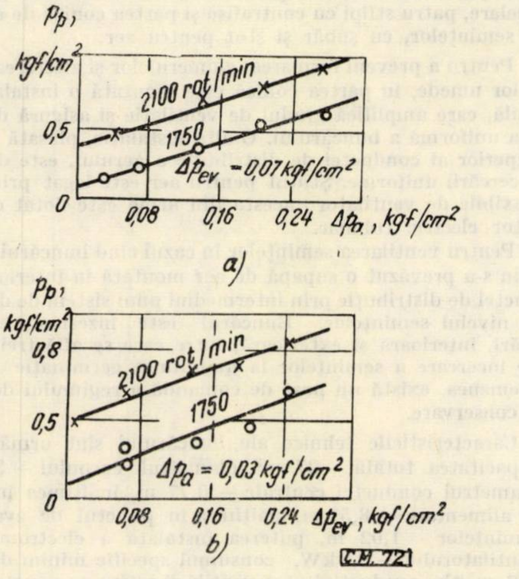


Fig. 2

G.Z.

Dispozitiv electrostatic de prindere. M. M. Tazetdinov. În : Stanki i instrument, nr. 8, 1969.

La prelucrarea mecanică a pieselor din materiale nemagnetice şi nemetalice s-au introdus în ultima vreme dispozitive electrostatice de prindere, a căror funcţionare este bazată pe interacţiunea sarcinilor electrice cu polaritate diferită.

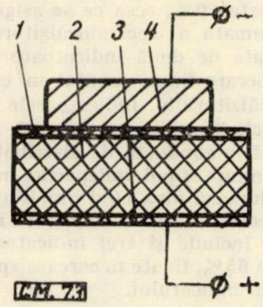


Fig. 1

Un astfel de dispozitiv (fig. 1) cuprinde acoperirea dielectrică 1 depusă pe corpul semiconductor 2 şi stratul conducător de electricitate 3. Corpul semiconductor este realizat dintr-o placă de ferită cu grosimea de 12 mm şi rezistenţa electrică volumică $\rho_v = 10^8 \Omega$ cm, iar stratul conducător din argint. Dispozitivul este alimentat de o sursă de înaltă tensiune, care redresează curentul alternativ.

Forţa de atracţie din astfel de dispozitive poate fi determinată, în principiu, prin două metode : prin desprinderea piesei fixate pe stratul normal la suprafaţa de atracţie (metoda directă) şi prin deplasarea piesei sub acţiunea forţelor tangenţiale (metoda indirectă). Metoda directă se aplică la dispozitive care realizează forţa de atracţie la distanţă relativ mare de suprafaţa de atracţie. În cazul dispozitivului prezentat, la care forţa de atracţie este invers proporţională cu pătratul distanţei dintre piesa 4 şi suprafaţa de atracţie, aplicarea centrală a forţei de smulgere se realizează cu dificultate, astfel încît se utilizează metoda indirectă. Această practică este justificată şi de faptul că un rol determinant în funcţionare este exercitat de forţa tangenţială de aşchiere.

Forţa specifică de atracţie se calculează cu relaţia

$$p = 4{,}5 \cdot 10^{-3}\, \varepsilon E^2,\ \text{kgf/cm}^2, \qquad (1)$$

unde ε este permeabilitatea dielectrică a materialului acoperirii, iar E — intensitatea cîmpului electric, în kV/mm.

S-au experimentat diferite materiale folosite ca dielectric (ftoroplast, polistirol, lac nitrocelulozic etc.), cu $\varepsilon = 2{,}2\ldots 2{,}8$, $\rho_v = 10^{14}\ldots 10^{17}$ Ωcm, $E = 120\ldots180$ kV/mm şi grosimea acoperirii $h = 0{,}01\ldots0{,}03$ mm. Dependenţa $p = f(\varepsilon)$, stabilită la tensiunea de 500 V pentru acoperirea cu $h = 0{,}01$ mm şi la 1 300 V pentru $h = 0{,}03$ mm (intensitate corespunzătoare $E = 50$ kV/mm), a confirmat corectitudinea rezultatelor obţinute din formula (1). Dependenţa $p = f(E)$, determinată la ε = ct, a arătat că forţa specifică de atracţie nu creşte proporţional cu pătratul intensităţii cîmpului electric, rezultatele experimentale fiind deosebite de cele calculate. Acest fapt se datoreşte existenţei jocurilor, în unele puncte, între suprafaţa de aşezare a piesei şi suprafaţa dispozitivului, în funcţie de rugozitatea piesei ; la unele valori E are loc ionizarea aerului din jocuri, prilejuind abaterea parametrului p de la valorile date de formula (1).

Rezultate favorabile s-au obţinut, între altele, la utilizarea lacului nitrocelulozic cu $\varepsilon = 3{,}8$, tehnologia de execuţie a acoperirii fiind simplă. Astfel, lacul se dizolvă în acetonă şi dicloretan şi se aplică sub formă de peliculă pe corpul semiconductor. După uscare, acoperirea are rezistenţă mecanică şi electrică corespunzătoare, se prelucrează uşor (pe maşini de rectificat plan de înaltă precizie) şi este puţin sensibil la acţiunea aerului, umezelii şi uleiului.

Pentru a menţine intensitatea cîmpului electric în jurul valorii nominale, piesa este cufundată înainte de fixare în dielectric lichid cu permeabilitate puţin inferioară permeabilităţii dielectricului din care este executată acoperirea dispozitivului. Influenţa stratului de lichid dintre piesă şi acoperire a fost cercetată folosind compuşi organici ai siliciului pentru prima destinaţie şi lac nitrocelulozic pentru a doua destinaţie. Încercările au demonstrat eficienţa utilizării compuşilor polimetilici PMS—10 şi PMS—100, cu $\varepsilon = 2{,}86$ şi respectiv $\varepsilon = 3{,}24$, $\rho_v = 10^{12}$ Ω cm, $E = 10$ kV/mm şi respectiv $E = 20$ kV/mm.

G.Z.

O familie de semiautomate cu bandă pentru debitarea materialelor feroase. A.S. Lubiannikov. În : Stanki i instrument, nr. 8, 1968

Tăierea metalelor neferoase cu ferăstraie cu bandă prezintă o serie de avantaje. Cele mai însemnate sînt productivitatea înaltă, deşeurile reduse, consumul specific mic de energie electrică şi funcţionare relativ silenţioasă. Avînd în vedere aceste avantaje, s-a lansat în fabricaţia de serie, la uzina Kalinin din Krasnodarsk, o nouă familie de semiautomate cu bandă-ferăstrău. Familia cuprinde trei tipodimensiuni, destinate tăierii semifabricatelor cu secţiunea pînă la 500 x 500 mm.

Caracteristicile tehnice ale noilor maşini sînt prezentate în tabela 1.

Schema hidraulică a maşinilor comandă coborîrea şi ridicarea rapidă a benzii-ferăstrău, avansul de lucru, blocarea şi deblocarea semifabricatului, întinderea benzii-ferăstrău. În schemă este încorporat un regulator automat al avansului benzii-ferăstrău, în funcţie de forma secţiunii semifabricatului, fără modificarea puterii necesare tăierii. Principiul de lucru al regulatorului se bazează pe variaţia forţei de avans la schimbarea lungimii de tăiere, ceea ce antrenează variaţia săgeţii benzii-ferăstrău, corelată cu acţionarea unui sertar hidraulic ; sertarul modifică deschiderea de evacuare a uleiului din cilindrul hidraulic de avans, determinînd schimbarea acestuia. În modul arătat, regulatorul comandă mărirea avansului la micşorarea lungimii de tăiere şi invers.

Tabela 1

Parametrul	Tipul maşinii		
	8541	8543	8545
Secţiunea maximă a semifabricatului ce poate fi tăiat, mm	125×125	250×250	500×500
Lungimea maximă de tăiere pînă la suportul semifabricatului, mm	250	350	500
Viteza de tăiere, m/min	15— 45	23— 63	23— 63
Numărul de trepte al vitezei de tăiere	3	4	4
Domeniul de avans al benzii-ferăstrău, mm/min	5—350	6—230	2—250
Viteza de apropiere rapidă a benzii ferăstrău, m/min	0,8	1,4	1,4
Viteza de îndepărtare rapidă a benzii-ferăstrău, m/min	0,6	1,2	1,2
Deschiderea maximă a fălcilor menghinelor, mm	135	260	507
Distanţa maximă de la planul menghinelor la banda-ferăstrău ridicată	30°	260 mm	520 mm
Distanţa de la planul de lucru al menghinelor la baza maşinii, mm	530	630	630
Diametrul discului, mm	400	630	630
Dimensiunile benzii-ferăstrău, mm			
lungime	3 570	5 970	6 470
lăţime	25	40	40
grosime	0,8	1	1
Puterea electromotorului transmisiei principale, kW	1,1	2,2	2,2
Greutatea maşinii, t	0,6	2,5	2,7
Gabarite, mm			
lungime	1 750	2 830	3 080
lăţime	1 020	1 200	1 270
înălţime	850	1 740	2 040

Încercările la care a fost supusă familia de semiautomate cu bandă-ferăstrău de oţel V2F au arătat că productivitatea specifică medie la tăierea oţelurilor cu conţinut mediu de carbon, cu viteza de tăiere de 40—50 min, este de 25 cm^2/min, ceea ce înseamnă, de exemplu, că semifabricate cu diametrul de 120 mm pot fi tăiate în 4,5 min. Puterea necesară la debitare cu această productivitate a semifabricatelor cu diametrul de 500 mm din oţel 45 nu depăşeşte 1 kW.

G.Z.

Buncăr de ventilaţie BV—25. B.E. Bolotin, Ia. K. Cipenko şi I. N. Basin. În: Traktori i selhozmaşinî, nr. 8, 1969.

Uzina de maşini agricole din Breansk a realizat prototipul unui buncăr cu ventilaţie activă BV—25, destinat conservării periodice a seminţelor de graminee şi leguminoase cu umiditate ridicată şi uscării lente cu aer atmosferic sau uşor încălzit.

Buncărul BV—25 cuprinde o instalaţie cilindrică staţionară cu conductă de distribuţie a aerului dispusă concentric. Corpul cilindric şi conducta centrală sînt executate din tablă zincată perforată, cu grosimea de 15 mm şi constituite din mai multe secţii asamblate cu şuruburi. Secţiile corpului sînt întărite la exterior cu centuri de plăci de oţel. Pentru sprijinirea corpului şi conductei este prevăzut un soclu alcătuit din rame inelare, patru stîlpi cu contrafişe şi partea conică de evacuare a seminţelor, cu şubăr şi ştuţ pentru aer.

Pentru a preveni formarea glomerulelor şi alterarea seminţelor umede, în partea conică este montată o instalaţie specială, care amplifică gradul de ventilaţie şi asigură descărcarea uniformă a buncărului. O altă instalaţie, plasată în capul superior al conductei de distribuţie a aerului, este destinată încercării uniforme. Ştuţul pentru aer este legat prin tuburi flexibile de ventilator ; acesta din urmă este dotat cu încălzitor electric tubular.

Pentru ventilarea seminţelor în cazul cînd buncărul nu este plin s-a prevăzut o supapă de aer montată în interiorul conductei de distribuţie prin intermediul unui sistem de deplasare la nivelul seminţelor. Buncărul este înzestrat cu două scări, interioară şi exterioară, între care se află trei posturi de încercare a seminţelor la umiditate, germinaţie etc. De asemenea, există un post de comandă a regimului de uscare şi conservare.

Caracteristicile tehnice ale buncărului sînt următoarele : capacitatea totală — 37 m^3, diametrul corpului — 3,08 m, diametrul conductei centrale — 0,77 m, înălţimea în partea de alimentare — 8,57 m, înălţimea în punctul de evacuare a seminţelor — 1,02 m, puterea instalată a electromotorului ventilatorului — 24 kW, consumul specific minim de aer — 440 m^3/th, productivitatea ventilării active cu aer atmosferic cu umiditatea relativă maximă de 70 %, la micşorarea umidităţii seminţelor între 20 şi 14 % — 0,25 t/h, personal de deservire (pentru un grup de buncăre) — 1 mecanic, greutatea — 2 360 kg.

La baza procesului de uscare se află dependenţa umidităţii seminţelor faţă de umiditatea relativă a aerului. Pentru micşorarea acesteia se recurge la încălzirea aerului cu electroîncălzitorul tubular, creşterea temperaturii aerului cu 1° antrenînd scăderea umidităţii sale relative cu 5 %.

Pentru încărcarea în buncăr a seminţelor curăţite anterior se utilizează un transportor cu cupe. Procesul de uscare este amorsat prin cuplarea ventilatorului, după fixarea supapei deplasabile la nivelul necesar. În regimul automat de uscare umiditatea relativă a aerului vehiculat prin conducta de distribuţie nu depăşeşte 70 %, ceea ce se asigură prin cuplarea şi decuplarea automată a electroîncălzitorului. Aceste operaţii sînt comandate de două indicatoare de umiditate tip VDK sau G—2, fiecare fiind montat în cîte un compartiment al electroîncălzitorului. Indicatoarele cuplează pe rînd compartimentele, cînd umiditatea relativă a aerului atinge 70 respectiv 85 %. Din conducta de distribuţie aerul pătrunde în straturile de seminţe, fiind îndepărtat în atmosferă după uscare. Procesul durează pînă cînd umiditatea seminţelor se apropie de 14 %, corespunzător umidităţii relative a aerului de 65 %. Sistemul include şi trei indicatoare de umiditate relativă, reglate la 65 %, fixate în carcase speciale pe peretele exterior al corpului buncărului.

În regimul automat de conservare a seminţelor uscate, un termoelement plasat în stratul de seminţe cuplează şi decuplează ventilatorul în aşa fel încît temperatura seminţelor să se menţină aproximativ de 25°C.

G.Z.

Sistem de fixare a bucşelor pe table, fără găurirea lor. În: Machinery and production engineering, nr. 2955, iulie 1969.

Prin sistemul Prestincert, o piesă — de exemplu o bucşă filetată — amplasată la partea inferioară a unui poanson special de presare, serveşte la executarea unei găuri în foaia de tablă. Operaţia de găurire se execută într-un timp scurt, simultan cu mişcarea de lucru a poansonului Efectul următor al mişcării în continuare a poansonului este introducerea bucşei în gaura realizată şi în final formarea unui guler inelar care asamblează bucşa în tablă. În figură sînt arătate diferitele etape ale asamblării unei bucşe filetate cu o foaie de tablă, prin sistemul menționat, sistem care evită necesitatea unei găuriri anterioare a tablei.

O gamă largă de astfel de bucșe poate fi utilizată pentru a acoperi necesitățile diverselor industrii și în special a celei constructoare de automobile, sistemul permițînd îmbinarea bucșelor cu foi din tablă din oțel și din aliaje de aluminiu pînă la grosimi între 1 și 2 mm. În plus, o largă varietate de distanțiere, bucșe pentru lagăre, buloane filetate, sînt produse în vederea aplicării procedeului în diverse domenii. Echipamentul de asamblare cuprinde scule de construcție simplă care pot fi acționate manual. Recent, aceste scule au fost adaptate la mașini-unelte complet automatizate.

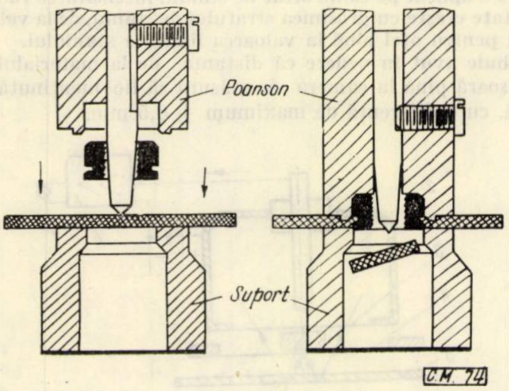


Fig. 1

A. M.

Role pentru cablu cu profil „definit". În : Fördern und Heben, nr. 10, iulie 1969.

Timpii morți ai acționărilor cu cablu au fost pînă acum ridicați, datorită valorii mari a raportului dintre diametrul rolei pentru cablu și diametrul cablului. Aceasta înseamnează dimensiuni mai mari pentru role și pentru mecanismele de acționare. Pentru diametre nominale de la 250 mm la 1250 mm, tipizate după DIN 323, șirul R 20, sînt role pentru cablu al căror profil este executat cu o rază $r_1 = 0{,}55$ x diametrul cablului (adîncimea și lățimea profilului sînt indicate în DIN 15061). Aceste role se execută mai economic dacă, într-un profil de tip anterior — cu rază mare și cu menținerea deschiderii de 45° — se realizează un canal cu rază mai mică. Astfel, diametrul nominal se micșorează numai puțin și menținînd normele pentru adîncimea canalului, diametrele exterioare rezultă mai mici.

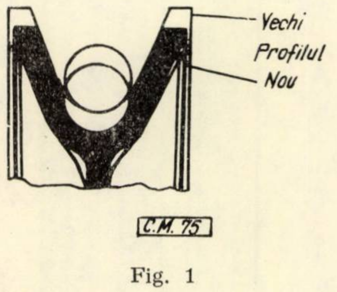


Fig. 1

Corpul rolelor pentru cablu este din GGG 42. Aceste role au o uzură (adîncirea radială) cu circa 30% mai mică decît în cazul materialului GS 45. Rolele sînt prevăzute cu bucșe netede și cu canale, executate pentru diferite axe.

Lagărele rolelor pentru cablu se ung cu o unsoare sintetică — de durată — pe bază de bariu, care își păstrează proprietățile de ungere și în medii cu umiditate ridicată.

A.M.

Rola de susținere din material plastic. În : VDI—Z (Zeit schrift für die gesamte Technik), nr. 14, iulie 1969.

O rolă de susținere din material plastic și cu axul din oțel (fig. 1) utilizată pentru căile cu role și transportoarele cu bandă, este caracterizată prin aceea că rulmentul are suprafețele de rulare, realizate din tablă de oțel aliat. În acest fel, se mărește capacitatea portantă a rulmentului, bilele din oțel fiind ghidate de căile de rulare din material plastic, protejate cu tablă. Pentru etanșarea lagărului în exterior, s-a prevăzut un labirint dublu. Construcția rolei este indicată pentru a fi utilizată în hidrometalurgie. Mantaua rolei poate fi executată și din aluminiu sau oțel de țevi.

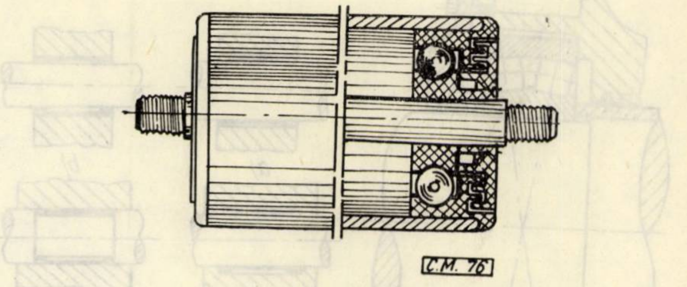


Fig. 1

A.M.

Inele de toleranță star. În : Antriebs — Technik, nr, 7, iulie 1969.

Inelul de toleranță este o bandă ondulată din oțel de arcuri, de înaltă rezistență, călit și revenit sau din oțel inoxidabil, în funcție de utilizare.

Exemple de utilizare :

— Pentru fixarea unei bile pe capătul unei tije de comandă ;

— Pentru transmiterea de momente, cum este cazul fixării unei roți de curea pe axul său ;

— Pentru montarea unui rulment în carcasă.

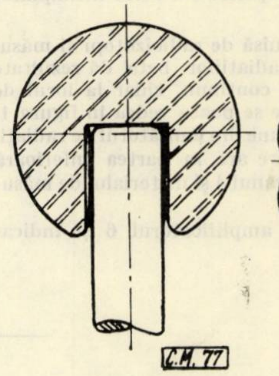


Fig. 1

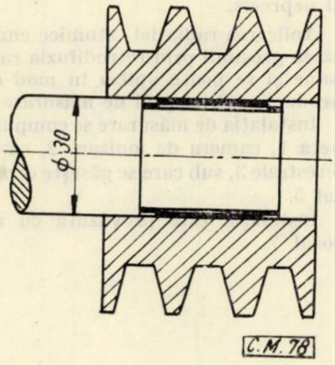


Fig. 2

Montajul liber — în formele AN și BN (fig. 4), se utilizează în cazul îmbinării unor arbori și alezaje netede și cînd se admite o abatere de la coaxialitate între 20÷40 μm.

Montajul centrat — se utilizează în cazul unor îmbinări care necesită o centrare mai bună.

În cazul în care un singur inel de toleranță nu este suficient pentru a prelua forțele din îmbinare, se pot utiliza mai multe inele.

În figura 4, sînt reprezentate următoarele tipuri de montaje : a) — montajul liber, forma AN ; b) — montajul liber, forma BN ; c) — montajul centrat, forma AN, cu inelul introdus în canalele din carcasă ; d) — montajul centrat, forma BN, cu inelul introdus în canalele din arbore ; e) — două inele de toleranţă de formă AN, dispuse unul lîngă altul ; f) — două inele de toleranţă de forma BN, dispuse unul lîngă altul.

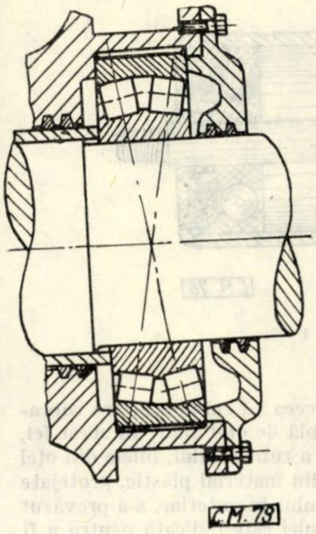


Fig. 3

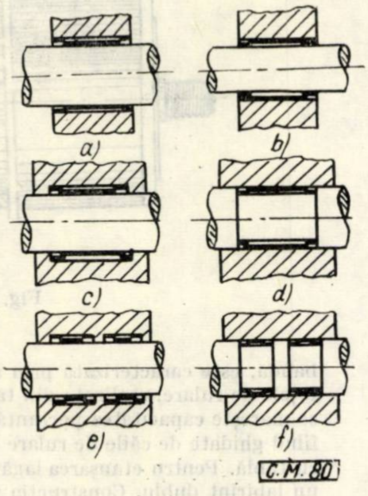


Fig. 4

Se menţionează că în cazul folosirii inelelor pentru transmitere de momente, se determină numărul necesar de inele, în funcţie de moment şi de caracteristicile indicate în tabele date de fabricant.

A.M.

Măsurarea grosimii straturilor de acoperire electrolitică cu ajutorul radiaţiilor atomice : În : Metal Finishing Journal, 15, nr. 169, ian 1969.

Uniformitatea grosimii unui strat de acoperire depus pe suprafaţa metalului reprezintă o condiţie necesară din punct de vedere tehnic şi al economiei de material. Pînă în prezent, controlul grosimii stratului de acoperire s-a făcut întîmplător şi neprecis.

Aplicarea radiaţiei atomice emisă de radioizotopi şi măsurarea grosimii prin retrodifuzia radiaţiilor beta dă rezultate bune şi se poate aplica în mod continuu, chiar la locul de producţie. Principiul de măsurare se poate vedea în figura 1. Instalaţia de măsurare se compune din emiţătorul de radiaţii beta 1, camera de ionizare 2, care are în partea inferioară ferestrele 3, sub care se găseşte ecranul 4 şi materialul de măsurat 5.

Instalaţia este prevăzută cu amplificatorul 6 şi indicatorul 7.

Cînd radiaţiile cad pe suprafaţa materialului de măsurat o parte din ele sînt reflectate înapoi, adîncimea de pătrundere fiind în funcţie de energia radioizotopului întrebuinţat şi de grosimea stratului de material depus. Radiaţia reflectată creşte cu cifra atomică a materialului.

Astfel, dacă o tablă de oţel este luată ca suprafaţă de reflexie şi s-a aplicat pe ea un strat de staniu, intensitatea radiaţiei reflectate creşte cu grosimea stratului de staniu, de la valoarea limită pentru oţel pînă la valoarea limită a staniului.

Trebuie avut în vedere că distanţa de la materialul care se măsoară pînă la camera de măsură să fie menţinută constantă, cu o diferenţă de maximum ± 0,5 mm.

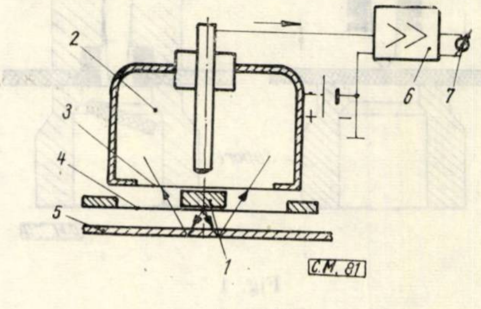


Fig. 1

Temperatura mediului ambiant nu influenţează măsurările. Eroarea de măsură este de la 0,3 la 1 %.

O.M.

Tractorul pe şenile T—150. În : Mehanizaţiia silskogo Gospodarstva nr. 4, 1969.

Noul tractor rapid pe şenile echipat cu un motor Diesel de 150 CP destinat pentru executarea lucrărilor solului, recoltat şi transporturi, poate remorca maşinile şi uneltele cu acţionări hidraulice purtate, semipurtate şi tractate.

La lucrările de arat în soluri mijlocii şi grele, la adîncimea de 35 cm în agregat cu plugul cu 5 trupiţe, realizează o productivitate de 1,52 ha/h, iar la adîncimea mai mică de 20—22 cm pînă la 1,75 ha/h. Poate lucra în agregat cu 3—4 cultivatoare realizînd o productivitate de 16,75 ha/h, sau la lucrările de grăpat realizînd o productivitate de 26,55 ha/h.

Cutia de viteze este prevăzută cu 12 trepte pentru mersul înainte şi 4 trepte mers înapoi, vitezele schimbîndu-se din mers, fără oprirea tractorului, în limitele de 7,7—17,1 km/h. Este prevăzut cu o cabină încălzită, ventilată cu filtre de aer, comodă, căptuşită cu material izolator termic şi împotriva zgomotului.

Scaunul pe arcuri se reglează după talia şi greutatea conducătorului.

Greutatea tractorului este de 7045 kg, realizînd o forţă nominală de tracţiune de 3 000 kgf.

O.M.

Recenzii

T. Sălăjan, A. Vas și D. Popovits.

Plasma termică pentru tăierea, sudarea și acoperirea metalelor. București, Editura Academiei R.S.R., 1969, 189 pag.

Lucrarea tratează fenomenele care au loc la producerea plasmei și principiile ce stau la baza generatoarelor de plasmă utilizate la tăierea, sudarea și încărcarea metalelor. Este alcătuită din șapte capitole.

Capitolul I cuprinde noțiuni din fizica arcului electric și a plasmei pentru sudare. Inițial se prezintă descărcarea în arcul electric, emisia de electroni a metalelor, excitarea și ionizarea atomilor. După analiza zonelor arcului electric sînt descrise principalele caracteristici ale plasmei termice și arderea sa stabilă. În încheiere se dau informații asupra electrozilor de wolfram aliat.

Capitolul II se ocupă de fizica generării plasmei. Procedeele de generare sînt urmate de fenomenele fizice care însoțesc procesul, în mod special fiind examinat fenomenul de difuzie și concentrare a particulelor din plasmă. De asemenea, se cercetează fenomenele termice și electrice din ajutajele de generare. Ca și în întreaga lucrare, expunerea este caracterizată printr-un nivel superior, cuprinzînd, între altele, ecuațiile macroscopice ale plasmei.

După influența gazelor plasmogene asupra generării plasmei (capitolul III), se trece la instalațiile de plasmă (capitolul IV). Paragrafele introductive cuprind clasificarea tipurilor principale de generatoare și considerații despre generatoarele actuale și evoluția lor pe plan mondial. În continuare se tratează unele probleme speciale, cum sînt stabilitatea arcului pilot în raport cu caracteristica exterioară a sursei de energie electrică, caracteristicile surselor, fenomene fizice la aprinderea jetului de plasmă. Ultima parte a capitolului se referă la instalațiile de plasmă destinate tăierii metalelor, inclusiv microgeneratoarele, și la instalațiile elaborate de Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei.

Extinzînd aspectele anterior relevate, capitolul V descrie instalații de plasmă cu destinații diferite. Menționăm din cuprins instalații utilizate la sudarea metalelor, generatoare pentru încărcare și metalizare etc.

Capitolul VI este consacrat tăierii metalelor cu plasmă. Sînt examinați parametrii regimurilor de lucru, insistîndu-se îndeosebi asupra calculului vitezei de tăiere și sînt evidențiate particularitățile aplicării operației la diferite metale și aliaje. În ultimul paragraf se dau elemente despre prețul de cost al tăierii cu plasmă.

Capitolul VII tratează sudarea și acoperirea metalelor cu plasmă. Deținînd în expunere o amploare mai mare, prima operație este exemplificată în cazul oțelurilor și aliajelor metalice, pieselor și sîrmelor subțiri. În capitol își au locul și considerente asupra eficienței economice a sudării cu plasmă.

Lucrarea oferă cunoștințe referitoare la generarea plasmei termice și la aplicațiile sale tehnice foarte utile pentru specialiștii și cadrele tehnico-inginerești din industria constructoare de mașini. Materialul prezentat este cu atît mai valoros cu cît este caracterizat printr-o înaltă ținută științifică, îmbogățind literatura de specialitate într-un domeniu deosebit de actual.

Gh. Zătreanu

Liliana Oprean, Livia Strat și Gabriela Maltezeanu.

Indreptar galvanotehnic. București, Editura tehnică, 1969, 377 pag.

Îndreptarul conține 10 capitole în care sînt prezentate cunoștințe privind protecția metalelor prin acoperiri galvanice, de la pregătirea suprafețelor pînă la tehnica securității muncii în secțiile de galvanizare.

În capitolul 1 — protecția metalelor — se precizează condițiile de exploatare a acoperirilor metalice și caracteristicile acestora. Se fac, de asemenea, recomandări de folosire a acoperirii metalelor.

Capitolul 2 tratează despre pregătirea suprafețelor. În primul rînd sînt enumerate operațiile de pregătire mecanică, cu specificarea regimului de așchiere și a proprietăților sculelor. În continuare se dau elementele necesare asupra degresării cu dizolvanți, alcalină, electrochimică, ultrasonică. O pondere importantă este deținută de paragraful destinat decapării; și în acest caz abundă datele practice referitoare la metodele aplicate, pentru diferite materiale. În final este descrisă operația de lustruire.

Capitolul 3 este rezervat acoperirilor galavanice cu diferite metale (zinc, cadmiu, cupru etc.) și aliaje (alamă, bronz ș.a.). În fiecare caz se prezintă domeniul de utilizare și tehnologia de aplicare, făcîndu-se precizări și asupra defectelor și remedierii lor. În plus, sînt arătate caracteristicile electroliților și metodele de analiză a acestora. Un ultim paragraf, oraganizat într-o manieră similară, se ocupă de oxidarea anodică a aluminiului.

Capitolul 4 indică soluții utilizate la îndepărtarea acoperirilor galvanice, în vederea recuperării pieselor galvanizate defectuos, sau a controlului structurii și grosimii stratului depus. Capitolul 5 se referă la colorarea metalelor în scopuri decorative, conținînd rețetele folosite la metalele și aliajele de largă circulație.

În capitolul 6 este tratată verificarea calității acoperirilor galvanice. În legătură cu verificarea aderenței sînt expuse metoda grilei, metoda prin încălzire și răcire bruscă și metoda prin îndoire. După controlul aspectului se trece la determinarea porozității și apoi la verificarea grosimii; în ultimul caz sînt prezentate metode nedistructive, de exemplu, prin măsurări efectuate înainte și după acoperire, și metode distructive, cum este metoda dizolvării locale. Capitolul mai conține informații privind determinarea rezistenței la coroziune.

Controlul electroliților (capitolul 7 — controlul cu metoda Hull, controlul puterii de pătrundere) este urmat de utilaje și instalații pentru secțiile de galvanizare (capitolul 8). Pe lîngă utilaje de tehnicitate redusă și dispozitive de suspendare a pieselor, sînt examinate probleme speciale, cum sînt conexiunile electrice și operațiile de pregătire a electrolitului. De asemenea sînt descrise instalații semiautomate și automate de galvanizare.

Capitolul 9 se referă la epurarea apelor reziduale (tratare și control), iar capitolul 10 — la instrucțiuni de tehnica securității muncii, la galvanizare (la operații cu acizi, baze și săruri).

Îndrumarul reunește un material util în domeniul abordat, bazat în principal pe cercetările efectuate la Institutul de Cercetare și Proiectare pentru Industria Electrotehnică, ca și pe cele mai recente date din literatura de specialitate. Conținutul său este îmbogățit prin numeroase anexe, care completează seria de date practice din interiorul capitolelor, cu proprietăți ale metalelor, electroliților și substanțelor utilizate în galvanotehnică, unități de măsură și table de conversiune etc.

Gh. Zătreanu

Cronica

Adunarea generală a membrilor C. I. R. P. — 1969

În perioada 2 — 12 septembrie 1969, s-a ţinut la Geneva şi Lausanne (Elveţia) cea de-a 19-a Adunare generală a membrilor C.I.R.P. (Collège international pour l'étude scientifique des techniques de production mécanique), în cadrul căreia s-au prezentat de către diferiţi specialişti din circa 30 ţări ale globului un număr de 79 lucrări ştiinţifice, din domeniul maşinilor-unelte şi al prelucrărilor prin aşchiere, precum şi din domeniul procedeelor fizice şi chimice de prelucrare a metalelor.

Lucrări deosebit de interesante au prezentat :

— Prof. G. F. Micheletti (Italia) : ,,Cercetări privind prelucrabilitatea prin aşchiere a metalelor'', în cadrul grupului C al C.I.R.P.

— Prof. H. Opitz (R. F. Germană) : ,,Influenţa contactului iniţial al tăişului sculei la frezarea frontală a materialelor dure''.

— Dr. E. Merchant (S.U.A.) : ,,Anticipări în domeniul tehnologiei şi producţiei cercetării inginereşti''.

Din partea României a participat conf. dr. ing. St. Enache de la Institutul Politehnic Bucureşti care a prezentat lucrarea ,,Contribuţii la stabilirea legăturii dintre rugozitatea şi precizia dimensională a pieselor strunjite cu diferite regimuri de aşchiere''. Lucrarea s-a bucurat de o deosebită atenţie.

În cadrul Adunării generale C.I.R.P., la propunerea prof. Hasselt (Olanda) şi P. Nicolau (Franţa), dr. ing. St. Enache a fost ales şi cooptat ca membru activ, România devenind astfel cea de-a 25-a ţară participantă la lucrările şi activitatea C.I.R.P.

St. E.

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAŢIEI

Raţionalizează producţia, contribuie la creşterea productivităţii şi micşorează costurile de fabricaţie.

Confecţionează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe şi uşor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor şi pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de aşteptare şi timpi morţi în ateliere.

Creează condiţiile pentru introducerea unei planificări raţionale în ateliere, pentru încărcarea justă a maşinilor şi pentru combaterea rebuturilor.

În combinaţie cu fişe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe ţări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricaţiei.

Rugăm cereţi prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG ORGANISATIONS-MITTEL GmbH
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

PUBLICOM

Cheile pneumatice cu impact reduc timpii de montare şi reparaţii

n atelierele de reparaţii de regulă jumătate din mpul de muncă este cheltuit cu slăbirea şi strin- erea şuruburilor şi piuliţelor. În operaţiile de mon- re şi demontare, de asemenea, foarte mult timp se oseşte în acelaşi fel.

uternicile chei pneumatice cu impact reduc con- derabil aceşti timpi. Economie reală de timp se alizează acolo unde numeroase şuruburi trebuie locuite, cum şi în operaţiile de asamblare, de otoare sau maşini.

n model pentru fiecare dimensiune de şurub

tlas Copco vă oferă o vastă gamă de chei cu npact pentru şuruburi în diametru de 6 pînă la 2 mm. Toate modelele sînt echipate cu un puternic otor cu piston.

uplul motor se multiplică de mai multe ori în timpul npactului. Absenţa unui moment de torsiune reactiv şurează munca operatorului. Există şi un model are pentru asamblare bulonată cu piuliţe pînă la 45 mm.

legeţi între două tipuri de chei cu impact — cu un ingur şoc sau cu dublu şoc

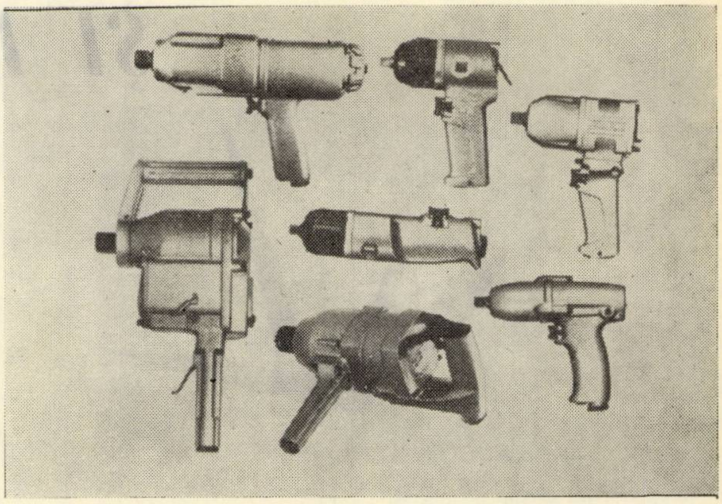
xceptînd motorul, mecanismul cu un singur şoc re numai 4 părţi mobile extrem de simple şi sigure. ceste chei operînd cu 10—17 impacturi pe secundă roduc un şoc puternic pentru fiecare revoluţie a otorului. Ele sînt ideale pentru cele mai multe ipuri de legături rigide.

lecanismul funcţionează înainte şi înapoi. Cuplul este şor reglabil. Astfel, cheia poate fi reglată la un cuplu idicat pentru a slăbi un şurub şi pentru a strînge n alt şurub la un cuplu limită fixat în prealabil.

hei cu dublu şoc

n acest tip, motorul funcţionează cu o viteză mai are şi scula produce două şocuri pentru fiecare evoluţie. Prin urmare şocurile vor fi mai slabe, dar nai frecvente — 30-45 impacturi pe secundă — fectuî fiind foarte adecvat pentru legături. Cheia u dublu şoc este o sculă universală adecvată în spe- ial pentru racorduri elastice.

Gamă de modele. Caracteristici tehnice



Tip	Dimensiunea max a şurub., mm	Impacturi/min	Greutate, kg
Modele cu simplu şoc			
LMS 054	6	1000	1,45
LMS 14	8	1000	1,6
LMS 24	10	950	2.4
LMS 34	12	750	2.9
LMS 44	16	700	3.8
LMS 64	32	600	7.9
Modele cu dublu şoc			
LMS 11	10	2800	1.9
LMS 25	16	1950	4.1
LMS 31	19	1850	5.0
LMS 43	22	1870	10.0
Modelul mare			
RSM 41	145 (max)	880	36.0

Utilizaţi cuponul de mai jos pentru a solicita alte informaţii tehnice

Către ATLAS COPCO AB, S–10523 Stockholm, Suedia
Vă rugăm trimiteţi detalii tehnice asupra gamei complete de chei pneumatice cu şoc

Numele ____________________

Firma ____________________

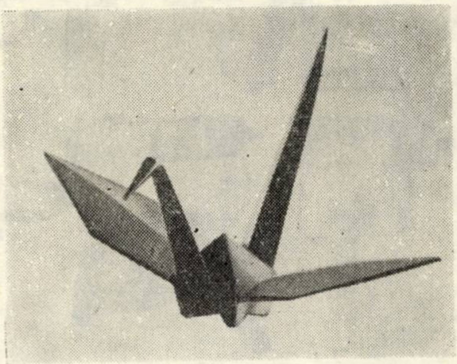
Adresa ____________________

____________________ 11/69

Atlas Copco

Publicom

Precizia japoneză, Dumneavoastră și noi?



Cine sintem noi? Noi sintem Asociația japoneză de mașini-unelte. Fondată in 1962 de 33 fabricanți cunoscuți de mașini-unelte și de 14 societăți comerciale din Japonia, pentru a da altor țări posibilitatea să descopere avantajele mașinilor-unelte japoneze.

În acest scop vă ținem la dispoziție o listă a fabricanților de mașini-unelte din Japonia, cataloagele fabricilor și o broșură de documentație tehnică, in limbi străine.

Vă vom călăuzi în orice problemă în legătură cu anumite mașini-unelte, înlesnind contactul d-voastră cu oricare întreprindere japoneză care vă interesează.

Da. Vă rugăm adresați-vă nouă.

JAPAN MACHINE TOOL TRADE ASSOCIATION

JAPAN MACHINE TOOL TRADE ASSOCIATION

Düsseldorf Office: 4 Düsseldorf Friedrich-Ebert-Str. 11 West Germany
Tel. Düsseldorf 357311 Cable: MATOOLASS DÜSSELDORF
Head Office: Kikai Shinko Bldg.. 21-1-5. Shiba Koen. Minato-ku. Tokyo. Japan
Tel. 434-3761-4 Cable Address: MATOOLASS TOKYO

Publicom

MAŞINILE DE RECTIFICAT
ROTUND FĂRĂ VÎRFURI
PRODUSE DE FIRMA LIDKÖPING
SÎNT ÎN AVANS
CU TEHNICA NOUĂ

În privinţa maşinilor de rectificat rotund fără vîrfuri, LIDKÖPING ocupă un loc de frunte. Noi am introdus elemente ca: aşezarea bilaterală a arborelui portpiatră şi a arborelui de reglare, centrul de rotire fix pentru piese şi microreglarea căruciorului, pentru a numi doar cîteva dintre realizările pe care dumneavoastră deja le cunoaşteţi.

LIDKÖPING a devenit o noţiune cunoscută în lumea tehnicii datorită orizontului ei tehnic larg, felului de deservire a clientelei, preciziei în lucru şi eficienţei economice.

Programul cuprinzător LIDKÖPING, de maşini de rectificat rotund fără vîrfuri şi accesorii, vă oferă posibilitatea să rezolvaţi practic, în raport cu condiţiile existente, orice problemă din domeniul rectificării.

LIDKÖPING

LIDKÖPING MECANISKA VERKSTADS AB—LIDKÖPING
531 01 Lidköping Tel. 0510/221 30 Telex 50 47

PUBLICOM

Exportator exclusiv

Companie de Comerț Exterior

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia poștală : 825
Telefon : 513—401
Telescriptor : 31—416
Telegrame : CENTROZAP — Katowice

1970 MÁJ 20

Ansamblul livrărilor noastre cuprinde:

— ciclul complet al unui proiect (principii, anteproiect, proiect tehnic, dosarul execuției) privind :

- — echipamentul tehnologic
- — documentația referitoare la construcție
- — instalațiile energetice
- — desprăfuirea și ventilația

— livrarea echipamentului

— asamblarea completă a mașinilor, echipamentelor și instalațiilor, realizată fie de către echipele noastre, fie sub supravegherea experților noștri

— instruirea personalului clientului

— serviciul tehnic complet în timpul și după perioada de garanție

— executarea, la cerere, a oricăror lucrări de construcție și de asamblare, construirea de hale de producție și alte clădiri, turnătoria fiind inclusă.

Mașini și instalații de turnătorie:

— Uscătoare și mașini frigorifice prevăzute cu fluidizație
— Amestecători pentru amestecul de turnare și pentru miezuri
— Mașini de turnat cu scuturători și cu presiune
— Mașini de turnat prin jet al nisipului
— Cubilouri cu vînt cald
— Grile vibratoare
— Mașini de curățat prin jet și cu apă
— Cuptoare pentru tratament termic
— Mașini pentru diverse manipulări

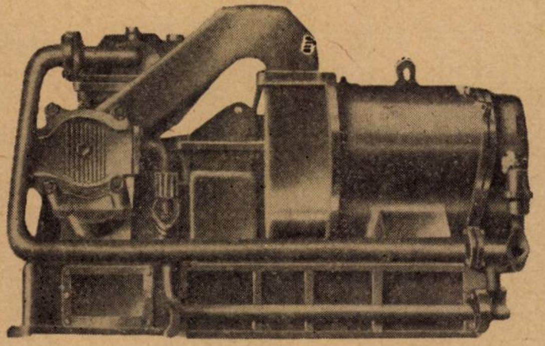
Publicom

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

Timpuri Noi

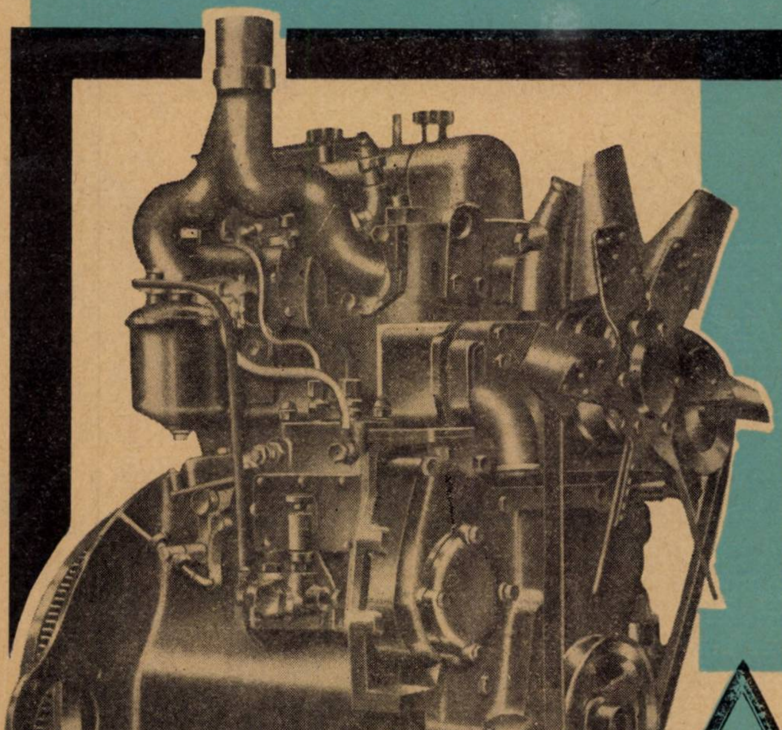
BUCUREŞTI

executǎ şi livreazǎ în ţarǎ şi strǎinǎtate :



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînǎ la 10 m^3/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru :

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizǎri
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînǎ la 100 CP pentru :

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agriculturǎ
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicǎtoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silviculturǎ

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER ; unități de pompare de 1,5 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL ; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București tel. 31.51.02

E 3279

R

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXII • Nr. 2 • FEBRUARIE 1970

C2
b4

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rind ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rind ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca :
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

uzina

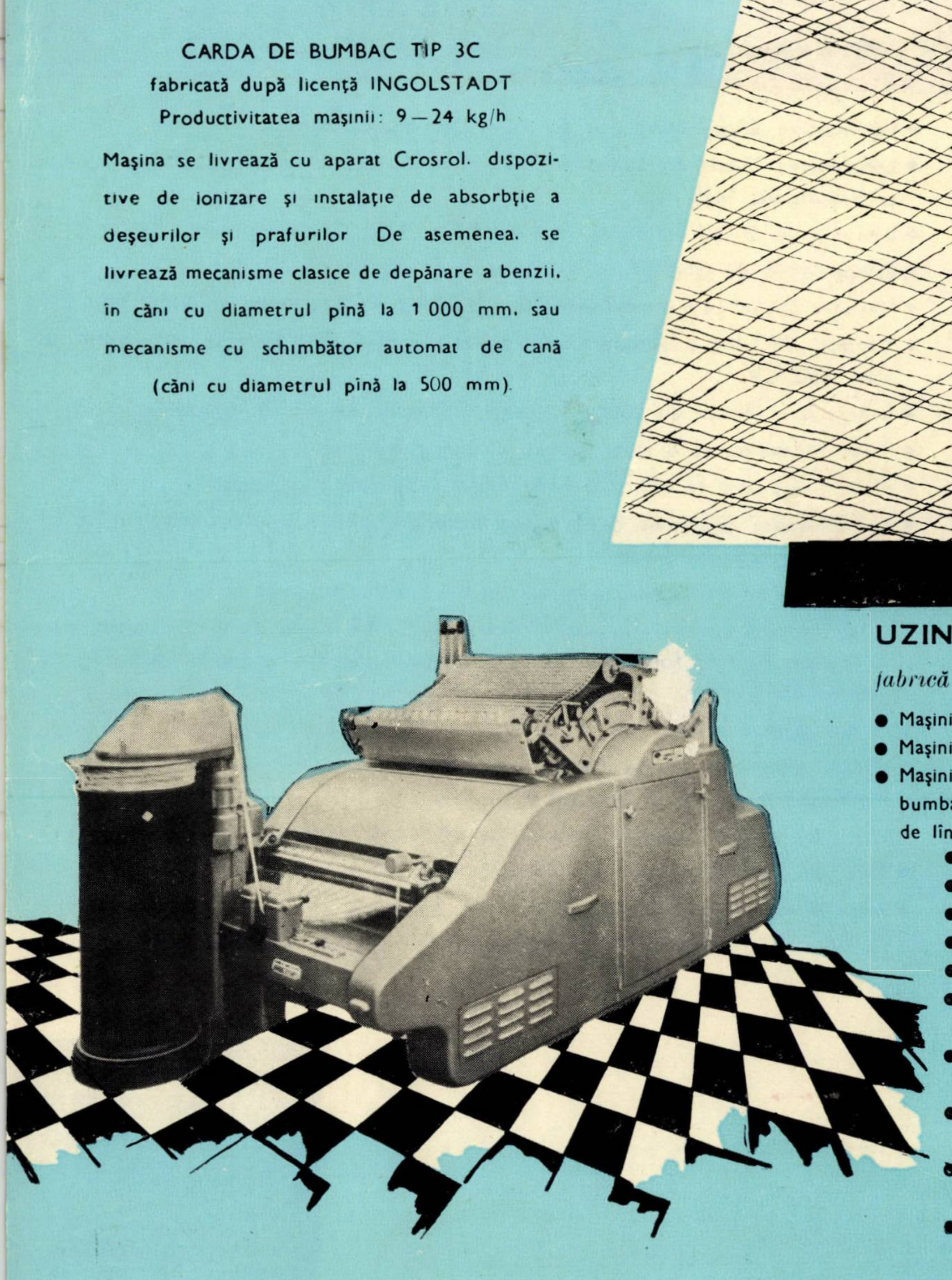
UNIREA

cluj

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ

CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol. dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor De asemenea. se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm. sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).



UZINA „**Unirea**" CLUJ

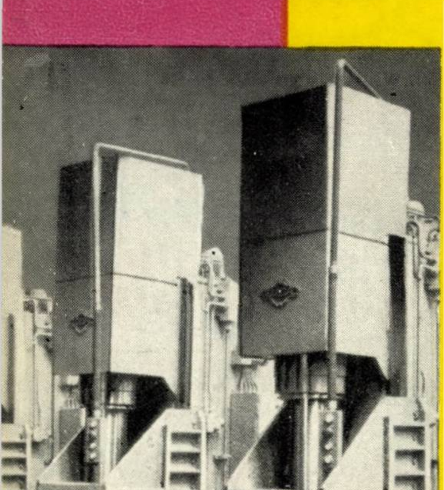
fabrică pentru piața internă și externă:

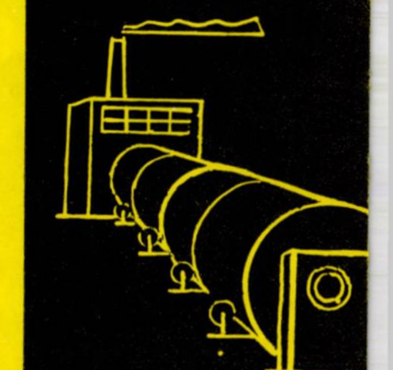
- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Mașini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Diferite piese de schimb

UZINA

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ :

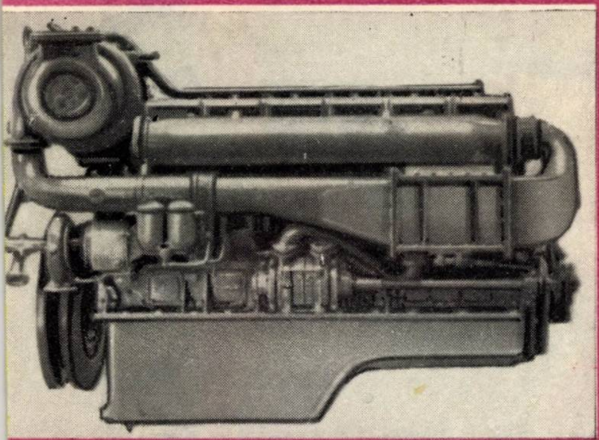
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP, ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm şi ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane.
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP şi cu 12 cilindri, de 400—1200 CP.
- Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP.
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—18 kgf/cm^2.
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice.
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata.
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat.
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.).
- Utilaje pentru oţelării.
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritori, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi).
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagonete etc.).
- Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule.
- Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.



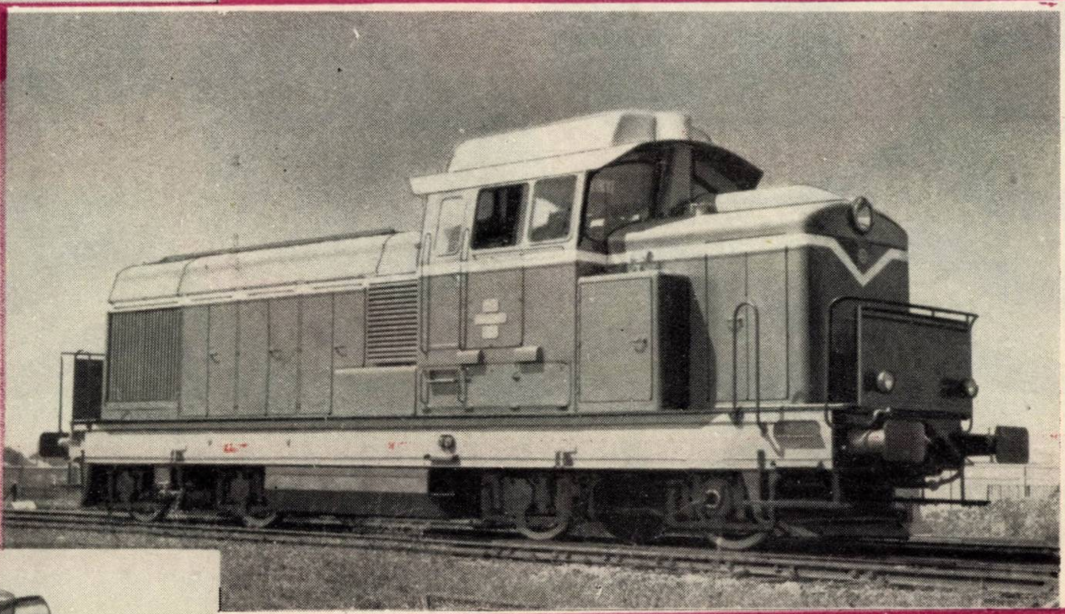


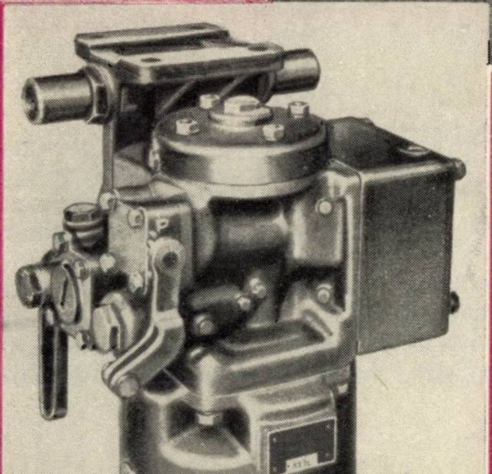
UZINA ‹23 AUGUST› BUCURESTI

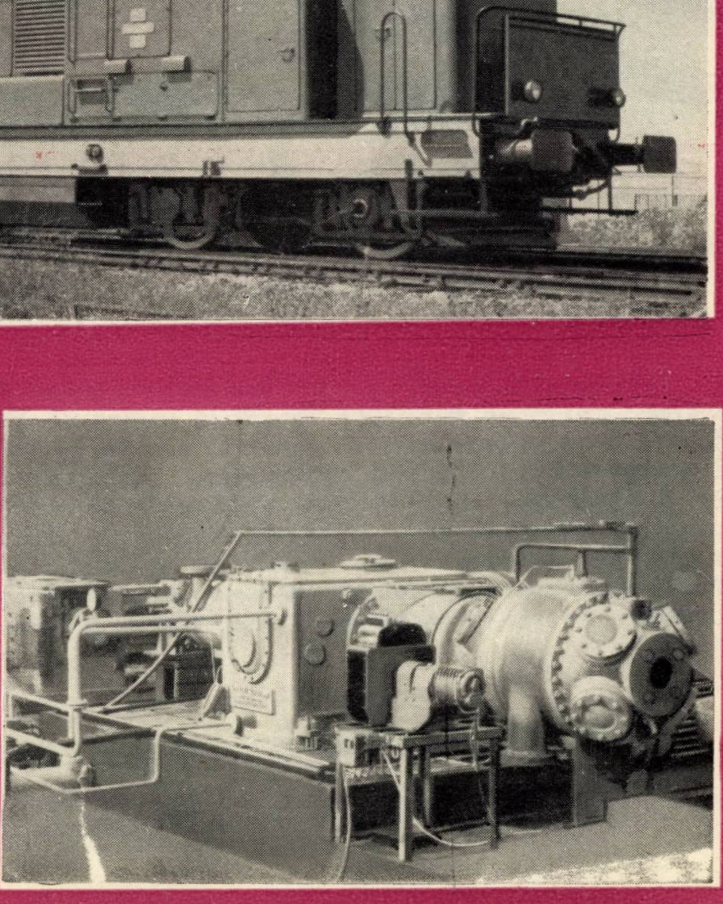
23 AUGUST BUCURESTI



FAUR







Convertizor hidraulic de cuplu tip CHC 750-2
Cuplaj hidraulic tip CH 370
Transmisie hidraulică tip TH 2
H
Turbosuflantă tip TS 4
Turboambreiaj tip TA 500-D
Compresor de aer tip UP 23-07A

UZINA *Hidromecanica* BRASOV

PRODUCE:

● Transmisii hidraulice pentru locomotive Diesel de 150 — 1300 CP ● Turbosuflante pentru supraalimentarea motorului Diesel cu puteri de 130 — 2300 CP ● Convertizoare hidraulice de cuplu cu palete fixe şi reglabile pentru puteri de 160 — 900 CP ● Turboambreiaje cu umplere fixă şi reglabilă pentru puteri de 350 — 400 CP ● Cuplaje hidraulice pentru puteri de 5 — 100 Kw cu posibilităţi de fixare pe axul reductorului sau al motorului şi cu tracţiune coaxială sau laterală cu şaibă de curea ● Suflante de aer rotative cu debite de 16 — 12 000 n m^3/h ● Mecanisme de acţionare pentru vane. Momente de 2,5 — 80 Kgfm. Comandă de la distanţă. Protejează motorul prin limitarea momentului şi cursei ● Compresoare rotative de aer cu debit de 4 n m^3/min la presiune de 2 Kgf/cm^2, pentru transport pneumatic

UZINA HIDROMECANICĂ-BRAŞOV, BD. LENIN NR. 78, TEL. 105 53

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, FEBRUARIE, Nr. 2, 1970

CUPRINS

* * * Rolul industriei construcţiilor de maşini în realizarea societăţii socialiste multilateral dezvoltate 65

BUCŞA, I.: Consideraţii privind producţia unitară a roţilor melcate cilindrice 67 ✓

CABAN, H. şi DIMITRIU, D: Capete de acţionare pentru amestecătoare verticale 72

CÎMPIAN, V.: Influenţa diferiţilor parametri asupra economicităţii în regim nestaţionar a autobuzului TV—20 UE. 80

CONSTANTINIDI, V. şi GHEORGHIU, D.: Schimbătoare de căldură cu ţevi cu aripioare. 84

DODOC, P.: Influenţa forţei centrifuge asupra preciziei de prelucrare prin strunjire. 93 ✓

DUMITRAŞ, C.: Consideraţii asupra unor relaţii de calcul pentru forţele de aşchiere. 102

MARFIEVICI, D.: Utilaje pentru industria uşoară. 106

OLARIU, V.: Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolţ şi sanie. 115

ŢEPELUŞ, C. P.: O nouă metodă generală pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale ascensoarelor monocablu şi multicablu electrice 118

RECENZII 126

DOCUMENTARE 127

REVISTA REVISTELOR 129

CRONICĂ 131

COMITETUL DE REDACŢIE
Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

S U M A R

* * * **Rolul industriei construcţiilor de maşini în realizarea societăţii socialiste multilateral dezvoltate.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 2, p. 65–66

CZ 621.833.383

C *Bucşa, I.* : **Consideraţii privind producţia unitară a roţilor melcate cilindrice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 67–72

CZ 621.929.8

Caban, H. şi *Dimitriu, D.* : **Capete de acţionare pentru amestecătoare verticale.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 72–80

CZ 629.114.6

Cîmpian, V. : **Influenţa diferiţilor parametri asupra economicităţii în regim nestaţionar a autobuzului TV—20 UE.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 80–84

CZ 66,045

Constantinidi, V. şi *Gheorghiu, D.* : **Schimbătoare de căldură cu ţevi cu aripioare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 84–93

CZ 621.941

Dodoc, P : **Influenţa forţei centrifuge asupra preciziei de prelucrare prin strunjire.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 93–102 C

CZ 621.91.001.24

Dumitraş, C. **Consideraţii asupra unor relaţii de calcul pentru forţele de aşchiere.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 102–105

CZ 67/68.002.5

Marfievici, D. : **Utilaje pentru industria uşoară.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 106–114

CZ 621–567.14

Olariu, V. : **Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolţ şi sanie.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 115–118

CZ 622.67.07

Ţepeluş, C. P. : **O nouă metodă generală pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale ascensoarelor monocablu şi multicablu electrice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 2, p. 118–125

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector 1. Telefon redactor **şef:** 14.62.67; **Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87.** Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni **şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c.** 4145.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/1969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.383
Букша, И.: **К вопросу единичной продукции цилиндрических червячных шестерен.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2, стр. 67–72

ДК 621.929–8
Кабан, Х. и *Димитриу, Д.:* **Силовые головки для вертикальных мешалов.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2, стр. 72–80

ДК 629.114.6
Кымпян, В.: **Влияние различных параметров на экономичность в нестационарном режиме автобуса ТВ-20 УЕ.**
Constructia de Maşini 22 (1970). № 2, стр. 80–84

ДК 66.045
Константиниди, В. и *Георгиу, Д.:* **Теплообменник с ребристыми трубами.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2, стр. 84–93

ДК 621.941
Додок, П.: **Влияние центробежной силы на точность обработки обточкой.**
Constructia de Maşini, 22 (1970), № 2, стр. 93–102

ДК 621.91.001.24
Думитраш, К.: **О соотношениях расчета для сил резания.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2, стр. 102–105

ДК 67/68.002.5
Марфиевич, Д.: **Оборудования для легкой промышленности.**
Constructia de Maşini 22 (1970) № 2, стр. 106–114

ДК 621–567.14
Оларну, В.: **Расчет рессорной эллиптической прогрессивной подвески, присоединенной к раме при помощи пальца и ползуна.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2, стр. 115–118

ДК 622.67.07
Цепелуш, К. П.: **Новый общий метод расчета параметров диаграмм скоростей электрических одно- и многокабельных подъемников.**
Constructia de Maşini 22 (1970), № 2 стр. 118–125

INHALTSVERZEICHNIS

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

DK 621.833.383
Bucşa, I. : **Erwägungen in bezug auf die Einheitsproduktion der Stirnschneckenräder.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H. 2, S. 67–72

DK 621.929–8
Caban, H. und *Dimitriu, D.* : **Antriebsköpfe für Senkrechtmischer.**
Constructia de Maşini 22 (1970) H. 2, S. 72–80

DK 629.114.6.
Cîmpian, V. : **Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Wirtschaftlichkeit des Omnibusses TV—20 UE in nichtstationärem Betrieb.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H.2.S. 80–84

DK 66.045
Constantinidi, V. und *Gheorghiu, D.* : **Röhrenwärmeaustauscher mit Rippen.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H. 2, S. 84–93

DK 621.941
Dodoc, P. : **Einfluss der Zentrifugalkraft auf die Bearbeitungsgenauigkeit beim Drehen.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H.2, S. 93–102

DK 621.91.001.24
Dumitraş, C. : **Erwägungen in bezug auf einige Berechnungsrelationen für die Spanungskräfte.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H.2, S. 102–105

DK 67/68.002. 5
Marfievici, S. : **Anlagen für die Leichtindustrie.**

Constructia de Maşini 22 (1970), H. 2, S. 106–114

DK 621–567.14
Olariu, V. : **Berechnung der Aufhängung mit halbelliptischen Federn, die progressiv über Bolzen und Gleitkufen mit dem Gestell verbunden sind.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H. 2, S. 115–118

DK 622.67.07
Ţepeluş, C. P. : **Ein neues allgemeines Verfahren zur Berechnung der Parameter der Geschwindigkeitsdiagramme für elektrische Ein-und Mehrkabelaufzüge.**
Constructia de Maşini 22 (1970), H. 2, S. 118–125

SOMMAIRE

CD 621.833.383
Bucşa, I. : **Considérations sur la production unitaire des roues hélicoïdales cylindriques.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 67—72

CD 621.929—8
Caban, H. et *Dimitriu, D.* : **Têtes de commande pour mélangeurs verticaux.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 72—80

CD 629.114.6
Cîmpian, V. : **L'influence des différents paramètres sur les aspects économiques de l'autobus TV—20 UE, en régime non stationnaire.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 80—84

CD 66.045
Constantinidi, V. et *Gheorghiu, D.* : **Echangeurs de chaleur avec tuyaux à ailettes.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 84—93

CD 621.941
Dodoc, P. : **L'influence de la force centrifuge sur la précision de l'usinage par chariotage.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 93—102

CD 621.91.001.24
Dumitraş, C. : **Considérations sur quelques relations de calcul qui concernent les efforts de coupe.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 102—105

CD 67/68.002.5
Marfievici, D. : **Outillages pour l'industrie légère.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 106—114

CD 621—567.14
Olariu, V. : **Le calcul de la suspension à ressorts demi-elliptiques progressifs fixés sur le châssis avec des boulons et des supports.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 115—118

CD 622.67.07
Ţepeluş, C. P. : **Une nouvelle méthode générale pour calculer les paramètres des diagrammes des vitesses des ascenseurs électriques à un ou à plusieurs câbles.**
Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 118—125

CONTENTS

DC 621.833.383
Bucşa, I. : **Considerations on unity production of bevel worm gears.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 67—72

DC 621.929—8
Caban, H. and *Dimitriu, D.* : **Actuating ends for vertical stirrers.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 72—80

DC 629.114.6
Cîmpian, V. : **Influence of various parameters on economization in the non stationary state of TV—20 UE bus.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 80—84

DC 66.045
Constantinidi, V. and *Gheorghiu, D.* : **Heat exchangers equipped with bladed pipes.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 84—93

DC 621.941
Dodoc, P. : **Influence of centrifugal force on accuracy in turning processes.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 93—102

DC 621.91.001.24
Dumitraş, C. : **Considerations on certain calculus relations applied to chipping forces.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 102—105

DC 67/68.002.5
Marfievici, D. : **Light Industry equipment.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 106—114

DC 621—567.14
Olariu, V. : **Calculation of suspension achieved by progressical semi-elliptic springs fastened to the frame by bolts and slide.**
Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2. p. 115—118

DC 622.67.07

Ţepeluş C. P. : **A new general method for the calculation of speed diagrams of single and multi-cable electric elevators.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 2, p. 118—125

1

Rolul industriei construcţiilor de maşini în realizarea societăţii socialiste multilateral dezvoltate

Obiectivul fundamental al programului Partidului Comunist Român, privind direcţiile principale ale dezvoltării României în anii următori, trasat prin Directivele celui de-al X-lea Congres al partidului, este „lărgirea şi perfecţionarea continuă a bazei tehnico-materiale a ţării, făurirea societăţii socialiste multilateral dezvoltate" (N. Ceauşescu : Raport la Congresul al X-lea al P.C.R.).

Transformările revoluţionare petrecute în ţara noastră, preocuparea permanentă de dezvoltare şi înflorire a economiei au creat premisele trecerii la etapa dezvoltării societăţii socialiste multilateral dezvoltate, etapă necesară trecerii treptate spre comunism.

Atingerea acestui ţel de perspectivă a partidului şi poporului nostru presupune acţiunea conjugată a mai multor factori bazaţi pe eforturile creatoare ale membrilor societăţii spre noi trepte de civilizaţie materială şi spirituală.

In această direcţie, tovarăşul N. Ceauşescu, în raportul C.C. al P.C.R., prezentat la Congresul al X-lea, subliniază liniile principale de făurire a societăţii socialiste multilateral dezvoltate :

— în primul rînd, creşterea intensă a forţelor de producţie, crearea unei economii avansate, a unei industrii şi agriculturi moderne, în stare să satisfacă cerinţele mereu sporite ale societăţii ;

— în al doilea rînd, dezvoltarea susţinută a ştiinţei, învăţămîntului şi culturii — factori de bază ai progresului şi civilizaţiei ;

— în al treilea rînd, crearea condiţiilor în vederea ridicării bunăstării materiale şi spirituale a tuturor oamenilor muncii, înfăptuirea repartiţiei bunurilor produse de societate în spiritul dreptăţii şi echităţii socialiste ;

— în al patrulea rînd, perfecţionarea continuă a relaţiilor de producţie, a organizării societăţii, crearea cadrului organizatoric care să permită manifestarea în sfera vieţii sociale a fiecărui cetăţean, participarea tot mai activă a celor ce muncesc la conducerea treburilor ţării, lărgirea libertăţilor, dezvoltarea democraţiei socialiste.

Ţinînd seamă de rolul primordial al forţelor de producţie în dezvoltarea societăţii, partidul nostru s-a preocupat permanent şi îşi propune şi în viitor, ca sarcină, continuarea în ritm susţinut a industrializării socialiste pe baza cuceririlor revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane.

Succesele dobîndite pînă în prezent în dezvoltarea economică şi spirituală a ţării noastre sînt incontestabile. Ele scot în evidenţă efortul poporului nostru în făurirea socialismului, pentru lichidarea unei moşteniri grele lăsate de regimurile trecute. Totuşi, orientîndu-ne după stadiul în care ne aflăm astăzi, cum şi ca urmare a dezvoltării impetuoase a producţiei materiale pe plan mondial sub imperiul revoluţiei tehnico-ştiinţifice, este necesar să se acţioneze şi în continuare în direcţia dezvoltării industriei noastre, pentru a fi ridicată la nivelul cerinţelor unei societăţi avansate.

În acest scop, în politica economică a partidului există preocuparea pentru creşterea cu precădere a producţiei mijloacelor de producţie, lege a reproducţiei lărgite, asigurîndu-se dezvoltarea intensivă a producţiei materiale.

*

Reproducţia lărgită pe baze intensive este o cerinţă obiectivă a epocii noastre. Progresul tehnic contemporan impune reînnoirea utilajului într-un ritm rapid, înzestrarea tuturor ramurilor cu tehnica avansată. Consecinţa acestei mobilităţi este creşterea compoziţiei organice a fondurilor, înzestrarea muncii cu utilaje care asigură o înaltă productivitate, factor hotărîtor în progresul societăţii.

Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. prevăd continuarea neabătută a liniei de perfecţionare a structurii producţiei industriale, a dezvoltării rapide a ramurilor de bază care condiţionează înzestrarea tehnică superioară a economiei, valorificarea eficientă a resurselor ţării noastre. Paralel cu îmbunătăţirea structurii pe ramuri a industriei se prevăd măsuri de perfecţionare a repartizării teritoriale a forţelor de producţie, pentru evitarea risipei muncii sociale şi pentru înflorirea tuturor judeţelor şi localităţilor pe calea progresului economic şi social.

Ritmul stabilit pentru dezvoltarea ramurilor de bază a economiei, şi anume : construcţiei de maşini, metalurgiei, chimiei şi energiei electrice, va determina ca ponderea acestora să ajungă în anul 1975 la 54 la sută în totalul producţiei industriale, faţă de 40 la sută cît a fost în anul 1965.

Un rol de seamă în realizarea politicii de continuare în ritm susţinut a industrializării îi revine industriei constructoare de maşini, ca furnizoare de mijloace tehnice de muncă pentru înzestrarea ramurilor productive ale economiei naţionale. De gradul de dezvoltare a construcţiilor de maşini, de varietatea sortimentelor şi de calitatea lor depinde gradul de diversificare a economiei ţării, nivelul tehnic şi al productivităţii muncii în toate ramurile economiei naţionale.

În această direcţie, realizarea măsurilor preconizate în Directivele Congresului al X-lea al partidului pentru dezvoltarea electronicii, electrotehnicii, maşinilor-unelte, mecanicii fine — ca subramuri ale construcţiei de maşini — poate asigura înzestrarea întregii economii cu ultimele cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii. ,,In mod deosebit se impune a fi dezvoltată producţia de utilaje tehnologice complexe — se subliniază în raport la Congresul al X-lea al P.C.R., — pentru ca aceasta să asigure cea mai mare parte a necesarului intern ; va trebui, de asemenea, să crească intens şi să se diversifice producţia de maşini-unelte, inclusiv a celor cu comandă-program, să se dezvolte susţinut industria electronică şi electrotehnică, fabricaţia de aparatură pentru automatizarea proceselor de producţie, mecanica fină şi industria optică''.

Dotarea cu utilaje moderne a celorlalte ramuri presupune înzestrarea, în primul rînd, a industriei constructoare de maşini cu maşini şi utilaje de înaltă tehnicitate, cu caracteristici tehnico-economice superioare.

Diversificarea producţiei atît a industriei constructoare de maşini, cît şi pe ansamblul economiei naţionale, este asigurată de asimilarea de noi tipuri de maşini, utilaje,linii tehnologice cu parametri superiori, greutate specifică redusă şi performanţe funcţionale ridicate. Prin aplicarea unor măsuri ca : tipizarea şi profilarea întreprinderilor din această ramură, unificarea de subansambluri şi piese, creşterea seriilor de producţie etc., procesul de diversificare s-a accentuat.

Continuarea consecventă a acestei linii este o cerinţă pentru îmbunătăţirea condiţiilor tehnice de fabricaţie cu o eficienţă economică ridicată. ,,Exigenţele progresului tehnic contemporan impun ca organele de planificare, Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, centralele şi grupurile industriale din construcţia de maşini să pună un mai mare accent pe concentrarea şi specializarea producţiei, pe valorificarea avantajelor seriilor mari de fabricaţie, asigurînd astfel produselor o competitivitate sporită pe piaţa internaţională'' (N. Ceauşescu : Cuvîntare la Plenarea C.C. al P.C.R. din decembrie 1969).

În perioada cincinalului viitor (1971—1975), industria construcţiilor de maşini trebuie să acopere în proporţie de 70 la sută din utilajul necesar programului de investiţii în economia naţională.

Reproducţia lărgită are ca unică sursă, — acumularea —, iar aceasta îşi are izvorul în venitul naţional. De modul cum se împarte venitul naţional—în fond de acumulare şi fond de consum — depinde atît progresul economic şi social, cît şi nivelul de viaţă a membrilor societăţii.

Fiecare etapă de dezvoltare impune anumite necesităţi în dezvoltarea socială. Mărimea optimă a ratei acumulării contribuie la rezolvarea judicioasă a tuturor obiectivelor propuse.

În condiţiile revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane apare ca necesitate obiectivă stabilirea unei rate înalte a acumulării care să asigure un ritm rapid reproducţiei lărgite şi, pe această bază, dezvoltarea condiţiilor materiale pentru ridicarea nivelului de trai al populaţiei.

Vastul program de realizare a societăţii socialiste multilateral dezvoltate este strîns legat de politica de dezvoltare a acumulărilor. Congresul al X-lea al partidului a hotărît, în acest scop, menţinerea şi pe viitor a unei rate înalte a acumulării cuprinsă între 28 şi 30 la sută din venitul naţional pentru atingerea obiectivului fundamental al programului partidului.

Fondul de acumulare este destinat înfăptuirii programului de investiţii pentru dotarea întreprinderilor economice cu maşini, utilaje, instalaţii de înaltă productivitate.

Un loc important ocupă investiţiile pentru ramura construcţiilor de maşini constituind mijlocul principal de punere în funcţiune a noi capacităţi de producţie, pentru lărgirea activităţii de cercetare şi proiectare care sporesc aportul concepţiei proprii în asimilarea de produse noi şi de adaptare a tuturor sortimentelor la cerinţele tehnicii şi tehnologiei moderne.

Documentele Congresului al X-lea al partidului care au stabilit directivele pentru dezvoltarea de perspectivă a economiei noastre cum şi lucrările Plenarei C.C. al P.C.R. din decembrie 1969, care a avut ca obiectiv, printre altele, şi direcţiile de dezvoltare a economiei în anul 1970, an hotărîtor pentru trecerea la noua etapă de dezvoltare, fiind ultimul din acest cincinal, scot în evidenţă din nou rolul industriei construcţiilor de maşini pentru atingerea obiectivelor de bază care să ne conducă spre culmile civilizaţiei.

Întreaga activitate de producţie, cercetare şi proiectare, invenţii şi inovaţii, desfăşurată în această ramură de bază, creează premisele necesare dezvoltării şi înfloririi întregii economii naţionale, îmbogăţind tezaurul României prin munca mai productivă şi mai rodnică a membrilor societăţii noastre.

Este de necontestat efortul depus de poporul nostru pentru înflorirea patriei socialiste, efort la care îşi aduce contribuţia industria construcţiilor de maşini prin crearea condiţiilor materiale moderne la nivelul dezvoltării pe plan mondial.

Z 621.833.383

szempontok tekintet termelés egyedi

Consideraţii privind producţia unitară a roţilor melcate cilindrice

kerekes csigás

Ing. Ioan BUCŞA – CENTROCOOP – Bucureşti

În lucrarea intitulată: „Consideraţiuni privind producţia unitară a angrenajelor melcate cilindrice", apărută în revista Construcţia de Maşini nr. 12/1969, s-a arătat că dantura roţii melcate reprezintă dantura conjugată a melcului şi ca atare aceasta trebuie generată cu o sculă avînd caracteristicile geometrice identice cu cele ale melcului. Prin urmare, scula pentru prelucrarea danturii roţii melcate va fi o freză melc, cu forma geometrică a părţii active identică cu cea a melcului*.

Frezarea danturii roţii melcate se va executa deci pe o maşină de frezat roţi dinţate prin rulare. Pe aceste maşini danturarea poate fi făcută, după cum se cunoaşte, în două feluri: cu avans radial sau cu avans tangenţial.

Schema mişcărilor pe care trebuie să le execute scula şi maşina de frezat în vederea danturării cu avans radial, se arată în figura 1.

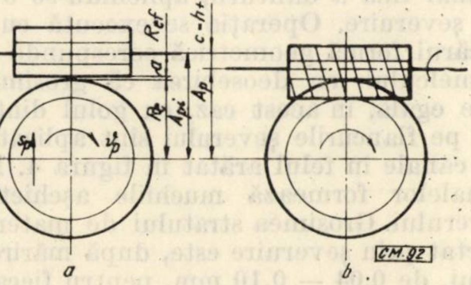


Fig. 1

După cum se observă, roata melcată nedanturată, fixată pe masa maşinii, execută o mişcare de rotaţie cu viteza v_p coordonată în funcţie de raportul de transmitere, cu mişcarea de rotaţie a frezei avînd viteza v_f, care corespunde totodată şi cu viteza de aşchiere. Mişcarea de avans radial s_r se imprimă mesei maşinii. Cursa mesei în vederea pătrunderii frezei melc în material la adîncimea corespunzătoare înălţimii dintelui *h* mai cuprinde încă şi o rezervă de reglare şi poziţionare a sculei *a*. Aşadar, distanţa dintre axe la prelucrare variază de la distanţa iniţială A_{pi} la distanţa dintre axe la prelucrare A_p.

Abia în această din urmă poziţie a sculei se produce angrenarea corectă între dantura sculei şi dantura prelucrată. Variaţia distanţei dintre axe la prelucrare în timpul danturării are drept urmare înrăutăţirea preciziei danturii, neputîndu-se obţine prin acest procedeu decît roţi melcate din clasele 7 şi 8 de precizie, conform STAS 6461-61. Un alt inconvenient este fenomenul care se produce la frezarea danturii cu unghiul de înclinare a elicei medii $\theta_0 > 6°$ şi care constă în teşirea marginilor flancurilor. La danturarea cu avans radial rugozitatea flancurilor depinde de numărul canalelor pentru evacuarea aşchiilor a frezei melc, deci de o caracteristică a sculei şi nu poate fi influenţată cu ajutorul regimului de aşchiere. Aceasta constituie un inconvenient în plus al frezării cu avans radial, neputîndu-se obţine cu acest procedeu de danturare decît suprafeţe cu rugozitatea $\overset{3,2}{\vee}$. Din cele de mai sus, rezultă că frezarea danturii roţii melcate cu avans radial nu asigură precizia de prelucrare necesară angrenajelor melcate de performanţă pentru transmiterea puterii, din care cauză nu corespunde pentru prelucrarea acestora. Totuşi luînd în considerare productivitatea ridicată a acestui procedeu, în fabricaţia de serie danturarea cu avans radial poate fi aplicată cu succes, pentru frezarea de degroşare a danturii. În acest caz însă spira frezei melc va trebui subţiată corespunzător adaosului de prelucrare care se va lăsa pe flancurile dinţilor roţii melcate pentru operaţia de finisare.

Frezarea danturii cu avans tangenţial elimină dezavantajele proprii danturării cu avans radial. Mişcările sculei şi ale piesei în vederea frezării danturii roţii melcate cu avans tangenţial sînt reprezentate în figura 2. În figura 2, *a* se arată situaţia în cazul danturării cu o freză melc cu spira la dreapta (caz general la danturarea roţilor melcate pentru angrenajele de transmis putere), iar în figura *2, b*, în cazul danturării cu o freză melc cu spira la stînga. Frezarea se execută în ambele cazuri contra avansului. Frezarea danturii contra avansului prezintă avantajul că componenta axială a forţei de aşchiere este de sens contrar sensului mişcării avansului şi, în felul acesta, momentul suplimentar care apare produce creşterea presiunii de contact dintre dantura melcului şi a roţii melcate a mecanismului de divizare a maşinii-unelte de danturat, urmarea fiind creşterea rigidităţii sistemului tehnologic elastic şi funcţionarea liniştită a maşinii şi a sculei. Rigiditatea mărită a sistemului tehnologic elastic are drept consecinţă creşterea preciziei de prelucrare şi

---

[*] Se face abstracţie de prelucrarea danturii roţii melcate cu cuţitul rotativ, folosirea acestuia fiind justificată, datorită particularităţilor tehnologice defavorabile, numai în fabricaţia de unicate.

îmbunătățirea rugozității flancurilor prelucrate, ca efect al reducerii vibrațiilor. În adevăr prin frezarea danturii cu avans tangențial contra avansului se pot realiza roți melcate cu dantura în clasele de precizie 6, 5 și 4, cu rugozitatea flancurilor $\overset{1,6}{\vee}$. O astfel de dantură va corespunde pentru angrenajele melcate cu viteza periferică pe cilindrul de divizare a melcului pînă la 3 m/s.

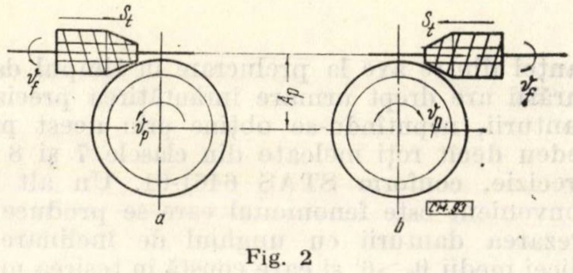


Fig. 2

Lungimea cursei frezei poate fi determinată analitic sau grafic. În general, se folosește metoda a doua, după principiul arătat în figura 3.

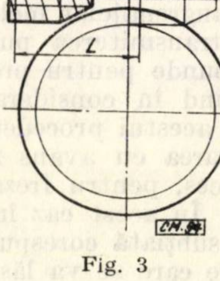


Fig. 3

Regimul de așchiere recomandat pentru frezarea danturii roții melcate cu procedeele indicate este arătat în tabela 1, în funcție de modul, duritatea materialului roții melcate și numărul de dinți ai acesteia. Adaosurile de prelucrare recomandate pentru prefinisarea și finisarea danturii se pot lua din tabela 2.

Tabela 1

	Avansul radial S_{rp} mm/rot ale piesei		Avansul tangențial S_{tp} mm/rot ale piesei		Materialul care se dantureazǎ: bronz cu duritatea HB			
	Numărul de dinți ai roții melcate				160	180	200	2 200
	⩽ 40	> 40	⩽ 40	> 40	Viteza de așchiere, m/min			
2	1,00	1,18	1,40	1,90	40,0	35,5	31,5	28,0
3	0,95	1,12	1,32	1,80	37,5	33,5	30,0	26,5
3,5	0,90	1,06	1,25	1,70	35,5	31,5	28,0	25,0
4	0,85	1,00	1,18	1,60	33,5	30,0	26,5	23,6
6	0,80	0,95	1,12	1,50	31,5	28,0	25,0	22,4
8	0,75	0,90	1,06	1,40	30,0	26,5	23,6	21,2
10	0,71	0,85	1,00	1,32	28,0	25,0	22,4	20,0
12	0,67	0,80	0,94	1,25	26,5	23,6	21,2	19,0
14	0,63	0,75	0,90	1,18	25,0	22,4	20,0	18,0
16	0,56	0,71	0,85	1,12	23,6	21,2	19,0	17,0

S-a menționat mai sus că la frezarea tangențială, prin alegerea corespunzătoare a regimului de așchiere, rugozitatea suprafeței prelucrate a flancurilor poate fi îmbunătățită. Așa, de exemplu, micșorînd avansul tangențial cu circa 30% și mărind viteza de așchiere cu circa 10%, față de valorile indicate în tabela 1, se pot realiza flancuri cu rugozitatea $\overset{0,8}{\vee}$, folosindu-se o freză melc bine ascuțită. Astfel de roți melcate se pot utiliza pentru angrenajele melcate cu viteza periferică pe cilindrul de divizare a melcului între 3 și 6 m/s.

Tabela 2

Modulul	Frezarea de finisare după degroșare	Rectificare	
		prefinisare după degroșare	finisare după prefinisare
2–3,5	1,0	0,6	0,2
4–6	1,2	0,8	0,3
8–12	1,4	1,0	0,4
12–14	1,6	1,2	0,5

În cazul că angrenajul melcat va funcționa cu viteza periferică pe cilindrul de divizare a melcului peste 6 m/s este necesară o prelucrare și mai fină a danturii, aplicîndu-se o operație de severuire. Operația se execută cu severul, a cărui formă geometrică corespunde cu aceea a melcului, cu deosebirea că grosimea spirei este egală, în acest caz, cu golul dintre spire, iar pe flancurile severului sînt aplicate o serie de canale în felul arătat în figura 4. Marginile canalelor formează muchiile așchietoare ale severului. Grosimea stratului de material îndepărtat prin severuire este, după mărirea modulului, de 0,04 — 0,10 mm, pentru fiecare flanc. Severuirea se execută, de asemenea, pe o mașină de frezat dantură prin rulare.

Din tabela 1 se pot alege elementele regimului de așchiere, iar din proiect, datele tehnice ale danturii angrenajului melcat, astfel încît reglarea lanțurilor cinematice ale mașinii de danturat nu prezintă nici o dificultate.

Avansurile radiale și tangențiale sînt indicate în tabela 1 în mm pe o rotație a piesei (mesei). Dacă pentru reglarea mașinii mărimea avansului se cere în mm pe o rotație a frezei, transformarea se poate face cu ajutorul relației:

$$s_{tf} = s_{tp}\frac{n_p}{n_f}, \quad \text{mm/rot} \qquad (1)$$

sau

$$s_{rf} = s_{rp}\frac{n_p}{n_{fr}}, \ \text{mm/rot};$$

în care: s_{tf} este avansul tangențial al frezei în mm/rot; s_{rf} — avansul radial al frezei în mm/rot; n_p rot/min şi n_{fr} rot/min — turaţia piesei (a mesei maşinii), respectiv turaţia frezei.

Reglarea sculei în poziţia de lucru trebuie făcută cu deosebită atenţie, erorile de poziţie ale piesei faţă de freza melc avînd o influenţă deosebită asupra preciziei de execuţie a danturii. Pentru poziţionarea reciprocă a piesei şi a sculei se poate folosi cu succes dispozitivul descris în lucrarea [7] şi reprezentat în figura 5. După cum se vede din această figură, dispozitivul permite poziţionarea simplă şi rapidă a frezei melc la distanţa între axa de prelucrare *Ap* şi a planului median al piesei cu un plan orizontal axial al frezei melc. Pentru a se obţine coincidenţa între aceste două plane, trebuie urmărită cu atenţie, atît la proiectarea dispozitivului cît şi a roţii melcate, cota *H*, care va fi executată pentru dispozitiv în clasa a 2-a de precizie, şi anume *je* 2 (respectiv *h* 6), iar pentru piesă cel puţin în clasa a 3-a de precizie, *je* 3 (respectiv *h* 7).

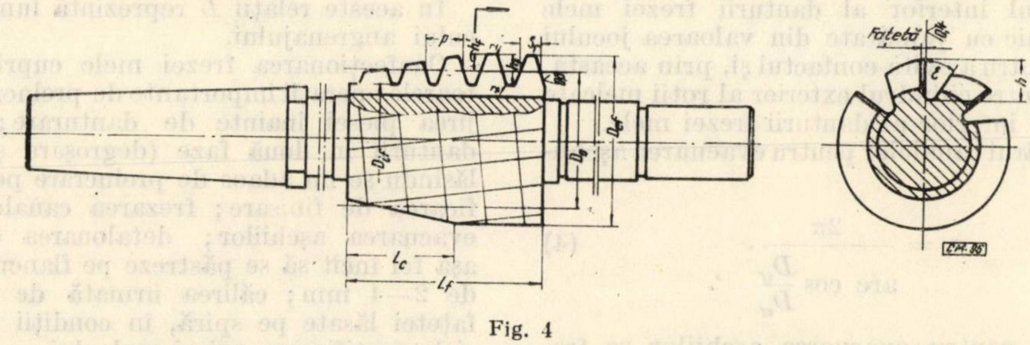


Fig. 4

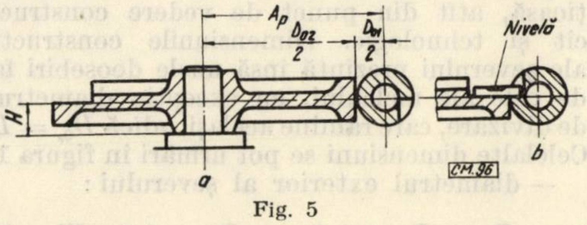


Fig. 5

În lipsa unui astfel de dispozitiv poziţionarea piesei şi a frezei melc se poate face cu ajutorul mecanismului de reglare a mesei maşinii. Acest mod de reglare este însă, după cum se ştie, anevoios şi de lungă durată.

În timpul frezării danturii se va folosi ca lichid de răcire şi ungere un ulei mineral cu viscozitate 3,5°E/50°C.

Şeveruirea danturii roţii melcate se poate efectua tot pe o maşină de frezat roţi dinţate prin rulare. În acest caz însă mecanismul de acţionare a mesei va fi decuplat, astfel încît masa maşinii să poată fi rotită în gol. Şeverul fixat în locul frezei melc este antrenat şi, aflîndu-se la distanţa, dintre axe, de prelucrare *Ap* va angrena cu roata melcată, fixată pe masa maşinii. Forţa produsă de frecare în lagărele mesei este suficientă pentru apăsarea flancului activ al şeverului către flancul care se prelucrează. După un timp oarecare rotaţia şeverului se inversează în vederea netezirii celuilalt flanc al danturii roţii melcate. Adaosurile de prelucrare pentru şeveruire se arată în tabela 3.

Tabela 3

Modulul, mm	2···3,5	4·····6	8·····12	14······16
Adaosul pe grosimea spirei în mm.	0,08	0,12	0,15	0,20

Ca şi la prelucrarea melcilor, sculele pentru finisarea danturii roţii melcate sînt acelea care determină precizia danturii. Spre deosebire de sculele pentru prelucrarea melcului, care sînt scule de formă simplă, cele necesare realizării danturii roţii melcate sînt scule de formă complexă, astfel încît tehnologia fabricaţiei lor la precizia cerută reclamă proiectarea lor corectă şi o tehnologie deosebită.

S-a amintit anterior că elementele geometrice caracteristice ale frezei melc trebuie să fie identice cu cele ale melcului conjugat al roţii melcate. Această identitate se referă la diametrul cilindrului de divizare $D_{01} = m \cdot q$; la pasul axial $p_a = m \cdot \pi$; la pasul elicei p_E; la numărul de dinţi (spire) ai melcului z_1 şi la unghiul elicei medii θ_0. Celelalte dimensiuni ale frezei melc prezintă, după cum se poate observa din figura 4 şi din cele ce urmează, unele diferenţe faţă de cotele melcului, impuse de condiţii tehnologice.

În literatura de specialitate [1] şi [7], se dau indicaţii pentru detalonarea prin rectificare a frezelor melc, a căror aplicare este însă foarte anevoioasă. Din acest motiv se va arăta un procedeu care permite realizarea frezei melc în condiţii mai simple. Pentru acest caz dimensiunile frezei melc, reprezentate în figura 4, sînt următoarele:

— Diametrul exterior al frezei melc:

$$D_{ef} = D_{e1} + 2c; \qquad (2)$$

în care $c = m\,W_0$ reprezintă valoarea jocului la fund al angrenajului, iar W_0 coeficientul jocului la fund ($W_0 = 0{,}25$).

— Diametrul interior al danturii frezei melc:

$$D_{if} = D_{i1} - 0{,}5\,c \qquad (3)$$

Diametrul interior al danturii frezei melc este mai mic cu jumătate din valoarea jocului la fund, pentru a evita contactul și, prin aceasta, frecarea dintre cilindrul exterior al roții melcate și cilindrul interior al danturii frezei melc.

— Numărul canalelor pentru evacuarea așchiilor:

$$z_c = \frac{2\pi}{\arc\cos \dfrac{D_{if}}{D_{ef}}}. \qquad (4)$$

Canalele pentru evacuarea așchiilor se frezează cu o freză disc cu unghiul ε de 18°, 22° sau 25° corespunzător condițiilor care apar în cursul proiectării frezei melc.

— Adîncimea de detalonare radială k se calculează cu relația de aproximare:

$$k \approx \frac{2\pi R_{ef}}{z_c} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\theta_0}, \qquad (5)$$

în care α este unghiul de așezare la vîrf, a cărui valoare este de 8° la prelucrarea danturii în bronz și 11° la prelucrarea danturii în fontă.

— Raza de racordare r a canalului pentru evacuarea așchiilor se obține cu ajutorul relației:

$$r = \frac{\pi\,(D_{ef} - 2H)}{10\,z_c}, \qquad (6)$$

în care H este înălțimea în milimetri a canalului pentru evacuarea așchiilor:

$$H = \frac{D_{ef} - D_{if}}{2} + \frac{k + k_1}{2} + 1{,}5. \qquad (7)$$

— Raza de racordare la vîrful dintelui, mm:

$$r_1 = c \qquad (8)$$

— Pasul canalului pentru evacuarea așchiilor, mm:

$$p_c = \frac{\pi\,D_{01}}{\operatorname{tg}\theta_c}, \qquad (9)$$

în care θ_c este unghiul mediu al elicei canalului, egal cu unghiul elicei medii al melcului θ_0.

— Înălțimea activă a dintelui frezei:

$$h_f = m(2 + 1{,}25\,W_0). \qquad (10)$$

— Înălțimea activă a vîrfului dintelui frezei:

$$h'_f = m\,(1 + W_0). \qquad (11)$$

— Lungimea frezei:

$L_{fr} = L + p_a$, pentru frezele cu avans radial;

$L_{ft} = L_c + 2p_a$, pentru frezele cu avans tangențial, iar L_c lungimea conului de atac,

$$L_c = (2{,}5 - 3)\,p_a. \qquad (12)$$

În aceste relații L reprezintă lungimea melcului angrenajului.

Confecționarea frezei melc cuprinde următoarele operații importante de prelucrare: strunjirea piesei înainte de danturare; strunjirea danturii în două faze (degroșare și finisare), lăsîndu-se un adaos de prelucrare pentru rectificarea de finisare; frezarea canalelor pentru evacuarea așchiilor; detalonarea danturii în așa fel încît să se păstreze pe flancuri o fațetă de 2—4 mm; călirea urmată de rectificarea fațetei lăsate pe spiră, în condiții identice ca și la rectificarea spirei melcului.

Detalonarea se face prin strunjire cu un cuțit avînd profilul activ identic cu profilul spirei melcului în secțiunea normală pe elicea medie. Profilul cuțitului se poate determina prin calcul punct cu punct [7], sau se poate copia mărindu-se profilul unei piese etalon, confecționat anume în acest scop, pe un profilometru.

Reascuțirea frezei melc se face pe suprafața de degajare a danturii pînă ce dispare fațeta. După aceea freza de finisare se poate transforma în freză de degroșare.

Șeverul este, de asemenea, o sculă pretențioasă, atît din punct de vedere constructiv cît și tehnologic. Dimensiunile constructive ale șeverului prezintă însă unele deosebiri față de cele ale melcului, cu excepția diametrului de divizare, care rămîne același, adică $D_{0s} = D_{01}$. Celelalte dimensiuni se pot urmări în figura 13:

— diametrul exterior al șeverului:

$$D_{es} = D_{e1} + 1{,}5\,c = D_{e1} + 1{,}5\,mW_0, \qquad (13)$$

în care c este, ca și mai înainte, jocul la fund al angrenajului;

— diametrul interior al danturii șeverului:

$$D_{is} = D_{01} - 2\,m + h_d, \qquad (14)$$

în care h_d reprezintă adîncimea canalului pentru depășirea cuțitului de mortezat: $h_d = 1{,}5 - 3$ mm;

— înălțimea dintelui șeverului:

$$h_s = h + h_d = m\,(2 + W_0) + h_d, \qquad (15)$$

h fiind înălțimea activă a dintelui;

— vîrful activ al dintelui șeverului:

$$a_s = m + 0{,}75\,c = m + 0{,}75\,mW_0; \qquad (16)$$

— raza de racordare la vîrf a dintelui:

$$r_1 = c = mW_0; \qquad (17)$$

— raza de racordare a canalului pentru depășirea cuțitului de mortezat, mm;

$$r_2 = 0,75 - 1,5\,; \qquad (18)$$

— grosimea spirei normal pe elicea medie s este egală cu golul dintre spire;

— lungimea activă a șeverului:

$$L_s = L_c + l_t\,; \qquad (19)$$

în care L_c reprezintă partea cu flancurile canelate egale cu lungimea melcului conjugat, iar l_t lungimea spirei care rămîne necanelată, pentru controlul grosimii spirei după ascuțire; de obicei $l_t = p_a$;

— lungimea totală a șeverului:

$$L = L_s + 0,5\,p_a, \qquad (20)$$

cota 2 × 0,25 p_a este rezervată umerilor de control al șeverului.

Partea activă a șeverului o constituie muchiile așchietoare în formă de fațete rezultate de pe urma canelurilor aplicate pe flancurile spirei melcului. Prin urmare muchiile așchietoare se află pe o suprafață elicoidală, corespunzătoare cu aceea a melcului conjugat al roții melcate.

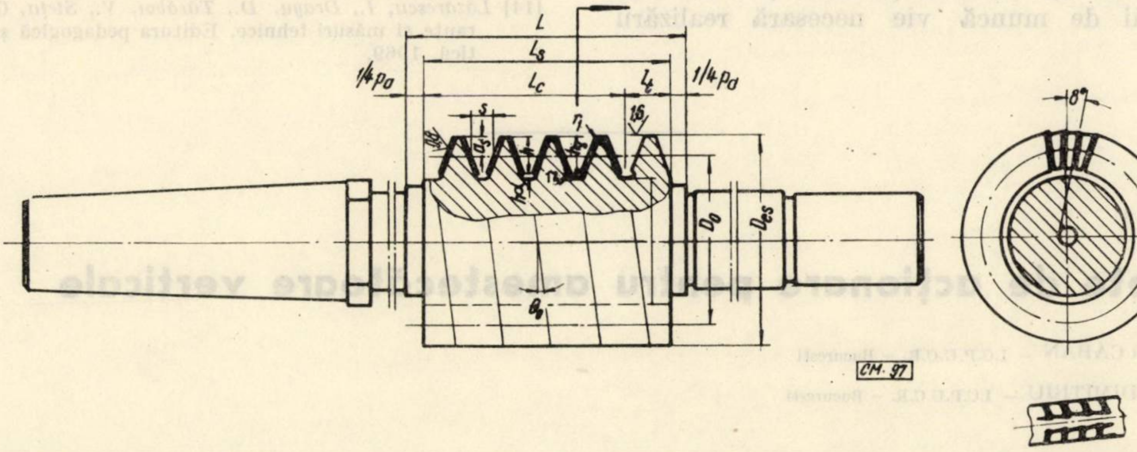


Fig. 6

Canelurile se pot aplica cu sens radial sau înclinat față de aceasta, cu unghiul ε = 7° — —10°, după cum se arată în figura 6. Lățimea fațetelor va fi de 0,3—0,5 mm. Canelurile se realizează prin mortezare pe o mașină de frezat pentru sculării, prevăzută cu dispozitiv de mortezare și cap divizor. Capul divizor trebuie astfel reglat încît la o rotație parțială a șeverului supus canelării să se mortezeze cîte o canelură în așa fel încît la o rotație completă, adică la avansul axial al mesei, corespunzător cu un pas al melcului, să rezulte un număr întreg de caneluri.

După mortezarea canelurilor urmează călirea șeverului, apoi rectificarea fațetelor. Rectificarea fațetelor, ceea ce corespunde cu ascuțirea șeverului, se execută în condiții identice ca și rectificarea flancurilor melcului conjugat. Este evident că la strunjirea de prefinisare a spirelor șeverului se va lăsa un adaos de prelucrare corespunzător pentru operația de rectificare (tabela 2).

Ascuțirea șeverului se face, după cum s-a menționat, prin rectificarea flancurilor, adică a fațetelor. În urma ascuțirii, evident că spirele se subțiază; avînd însă în vedere că la șeveruire se netezește, după cum s-a arătat, numai cîte un flanc al danturii roții melcate, subțierea spirei șeverului nu influențează calitatea prelucrării.

Forma geometrică și dimensiunea de referință $D_{01} = mq$, comune atît melcului cît și sculelor (freză melc și șever) necesare prelucrării danturii roții melcate, fac ca aceste scule să poată fi folosite universal, în sensul că o freză melc, sau un șever de același modul m și același număr de dinți (începuturi) z_1 ai melcului, să poată fi utilizate pentru danturarea roților dințate conjugate cu orice număr de dinți z_2. Universalitatea acestor scule constituie un avantaj economic deosebit, ca urmare a concepției unitare propuse.

★

Din cele arătate se observă influența deosebită a condițiilor de funcționare a angrenajului melcat asupra tehnologiei de fabricație. Se constată că, în măsura în care viteza de rotație a angrenajului pe cercurile de divizare crește, se mărește exigența față de precizia de execuție a organelor în angrenare. În consecință, crește și varietatea sculelor de prelucrat dantura roții melcate.

Exigența privind fabricația melcului și a roții melcate trebuie extinsă și asupra celorlalte organe ale angrenajului melcat, îndeosebi asupra execuţiei carcasei, a preciziei distanţei dintre axe şi a perpendicularităţii axelor, acestea fiind hotărîtoare pentru buna funcţionare a angrenajului melcat. Cu cît carcasa este executată mai precis, cu atît rodarea angrenajului poate fi făcută în condiţii mai bune, fiind astfel favorizată adaptarea flancurilor conjugate şi realizarea unui randament ridicat al angrenajului melcat în cursul exploatării.

În concluzie, se constată că dînd preferinţă unui anumit melc de referinţă şi prin aceasta unui anumit tip de angrenaj melcat, se ajunge la o concepţie unitară a proiectării şi a tehnologiei de prelucrare a angrenajelor melcate pentru transmiterea puterii celei mai des utilizate în construcţia de maşini. Concepţia unitară dă posibilitatea de adîncire a problemelor de construcţie şi de fabricaţie a organelor principale ale angrenajelor melcate şi a sculelor necesare prelucrării lor, ceea ce permite raţionalizarea şi tipizarea proiectării, a tehnologiei şi a sculelor, urmarea fiind îmbunătăţirea substanţială a calităţii acestor produse şi reducerea cantităţii de muncă vie necesară realizării lor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Litvin, F. L.* Teoria zubciatîh zaţeplenii Moscova, Gosudarstvennoe Izdatelstvo Fizico-Matematiceskoi Literaturî, 1960, 1968

[2] *Buckingham, E.* Analytical Mechanics of Gears New York, Dover Publications, Inc. 1963

[3] *Buckingham, E.* Design of Worm and Spiral Gears New York, The Industrial Press, 1960

[4] *Szeniczei. L.* Csigahajtömüvek Budapest, Müszaki Könyvkiadó, 1957

[5] *Niemann, G.* Maschinenelemente Bd. II Berlin/Göttingen/Heidelberg, Springer Verl. 1961

[6] *Killmann, V.* Influenţa elementelor geometrice ale melcului asupra tehnologiei prelucrării roţii melcate. Metalurgia şi construcţia de maşini nr. 10/1956.

[7] *Maroş, D., Killmann, V., Rohanyi, V.* Angrenaje melcate Bucureşti, Editura tehnică, 1967

[8] *Litvin, F. L.* Novîe vidî ţilindriceskih cerviacinîh peredaci Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1962

[9] *Hiersig, H. M.* Genormte Schneckentriebe, Ziel und Weg. (Zahnradgetriebe) Braunschweig, Vieweg. 1955

[10] *Maroş, D .* şi *Csulak, A.* Bazele teoretice ale prelucrării corecte a melcilor şi a roţilor melcate.
Studii şi cercetări de mecanică aplicată nr. 1/1960.

[11] *Maroş, D.* Cîteva probleme legate de standardizarea melcilor cilindrici. Standardizarea nr. 2/1960.

[12] *Rohanyi, W.* Problema standardizării şi tipizării angrenajelor cu melc cilindric normal. Standardizarea nr. 3/1962.

[13] *Lăzărescu, I.* Calcul şi construcţia sculelor aşchietoare Editura tehnică, 1961.

[14] *Lăzărescu, I., Dragu, D., Tărăboi, V., Steţu, G.* Toleranţe şi măsuri tehnice. Editura pedagogică şi didactică, 1969.

CZ 621.929–8

Capete de acţionare pentru amestecătoare verticale

Ing. Horia CABAN – I.C.P.U.C.R. – Bucureşti

Ing. Dan DIMITRIU – I.C.P.U.C.R. – Bucureşti

Amestecarea, atît ca operaţie în sine cît şi asociată altor operaţii, este necesară în multe procese de transformare fizico-chimică, transformări pe care le facilitează sau le accelerează. Astfel, spălarea, cristalizarea, flocularea, dizolvarea, accelerarea reacţiilor chimice, îmbunătăţirea transferului caloric etc. sînt realizate, în cea mai mare măsură, prin amestecarea fazelor intrate în proces.

Pentru amestecarea fazelor lichid-lichid sau lichid-solid, sistemul de agitare mecanică este cel mai eficient, fapt care justifică larga sa utilizare în multe domenii din industrie.

În cele ce urmează sînt arătate cîteva aspecte ale sistemului de amestecare mecanică, în special din punctul de vedere al implicaţiilor specifice ale acestui sistem asupra caracteristicilor constructive şi funcţionale ale dispozitivelor de acţionare a amestecătoarelor.

Natura componenţilor intraţi în proces şi gradul de amestecare necesar dezvoltării corecte a procesului impun atît alegerea tipului celui mai potrivit de amestecător (ancoră, paletă, elice, impeler etc.), cît şi regimul de funcţionare a amestecătorului adoptat. Întrucît marea majoritate a amestecătoarelor reclamă antrenarea în mişcare de rotaţie a arborilor pe care sînt montate, rezultă nemijlocit că turaţia arborelui este caracteristica funcţională cea mai importantă a aparatului respectiv.

În mod implicit, natura componenţilor intraţi în proces, tipul şi dimensiunile amestecătorului adoptat, precum şi turaţia acestuia, determină puterea necesară pentru acţionare.

Dată fiind marea diversitate a turaţiilor şi puterilor necesare, dispozitivele de acţionare a amestecătoarelor ridică probleme dificil de rezolvat din punct de vedere practic. Pentru a crea o imagine mai clară a domeniului în care se cer dimensionate dispozitivele de acţionare, în tabela 1 sînt indicate limitele între care pot varia —

Tabela 1

Tipul amestecătorului	Palete	Braţe	Ancoră	Elice	Impeler	Turbină
Turaţii uzuale, rot/min	1...100	1...100	1...40	100...3 000	100...320	100...3 000
Puteri instalate, kW	0,6...30 (excepţional pînă la 100)					

în mod obişnuit — turaţiile arborilor amestecătoarelor şi puterile instalate.

Cazurile respective duc la adoptarea unor soluţii constructive speciale. Diversitatea soluţiilor rezultate, datorită variaţiei largi a parametrilor funcţionali, este amplificată şi mai mult de către particularităţile constructive determinate de poziţia de funcţionare a arborelui amestecătorului (vertical, orizontal, înclinat etc.), de natura mediului din recipient sau din exterior etc.

În construcţiile curente, antrenarea arborilor în mişcarea de rotaţie se realizează cu ajutorul electromotoarelor de uz general. Construcţiile care folosesc pentru antrenare alte surse de energie (motoare hidraulice, penumatice etc.) sînt utilizate numai în cazuri speciale.

Datorită faptului că turaţiile electromotoarelor asincrone sînt, în cele mai multe cazuri, mai mari decît turaţiile obişnuite ale amestecătoarelor, pentru construcţia dispozitivelor de acţionare a acestora, apare necesitatea introducerii unui reductor de turaţie în schema cinematică a mecanismului. În mod obişnuit se utilizează reductoarele mecanice cu angrenaje.

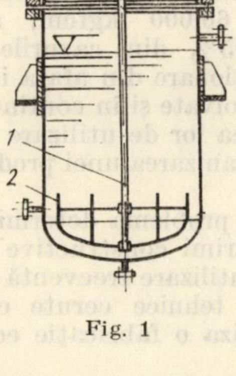


Fig. 1

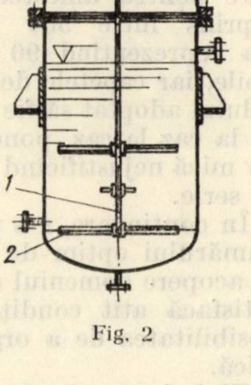


Fig. 2

Construcţia clasică a unui aparat prevăzut cu dispozitiv de amestecare este de tipul celei din figura 1. În figurile 2 şi 3 sînt reprezentate două trepte succesive de particularizare a cazului general din figura 1.

În soluţia generală, arborele *1* al amestecătorului *2* trece prin presetupa *3*, prin lagărele *9* şi *10* şi, prin cuplajul *4*, se leagă elastic cu reductorul de turaţie *5*. Casetele lagărelor *9* şi *10* sînt solidare cu turla *11*. Antrenarea se realizează cu un electromotor *7*, montat pe suportul *8* şi legat cu reductorul *5* prin cuplajul *6*.

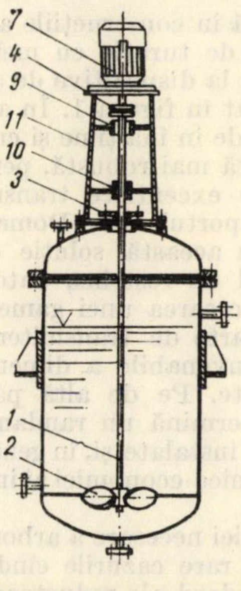


Fig. 3

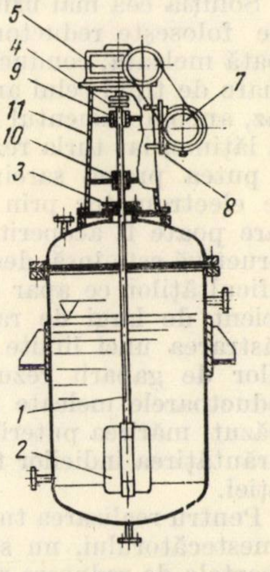


Fig. 4

Capul de acţionare cuprinde, în general, toate elementele enumerate mai sus, cu excepţia arborelului *1*, a amestecătorului *2* şi a presetupei *3*.

Există bineînţeles, o multitudine de variante ale soluţiei constructive a capului de acţionare, dictate de particularităţile diverselor organe care îl compun şi în mod special de reductorul de turaţie. Astfel, folosindu-se un reductor de turaţie cu roţi dinţate planetare şi arbori de intrare-ieşire verticali, se utilizează implicit un electromotor flanşat cu ax vertical, eliminîndu-se deci atît suportul electromotorului *8*, cît şi cuplajul elastic *6* (fig. 2).

În cazul cuplării directe a electromotorului cu arborele amestecătorului, se realizează o soluţie constructivă de tipul celei din figura 3, eliminîndu-se atît reductorul *5* cît şi celelalte piese aferente arătate în figura 1. Această ultimă soluţie este practicată în special pentru amestecătoarele cu elice sau cu turbină, la turaţii mai mari de 750 rot/min.

Din analiza componentelor unui cap de acţionare rezultă deci că reductorul de turaţie reprezintă organul cel mai important, atît din punctul de vedere al realizării parametrilor funcţionali, cît şi datorită implicaţiilor directe asupra construcţiei.

Reductoarele de turaţie planetare sînt cele mai potrivite pentru realizarea unei construcţii mai simple (fig. 2) însă cu dezavantajul că măresc înălţimea capului de acţionare. În acelaşi timp, construcţia unui asemenea reductor este dificilă şi costisitoare.

Soluţia cea mai uzitată în construcţiile actuale foloseşte reductorul de turaţie cu melc şi roată melcată, conducînd la dispozitive de acţionare de tipul celui arătat în figura 1. În acest caz, ancombramentul scade în înălţime şi creşte în lăţime, iar turla rezultă mai robustă, pentru a putea prelua sarcinile excentrice transmise de electromotor prin suportul său. Domeniul care poate fi acoperit cu această soluţie constructivă este însă destul de restrîns, datorită dificultăţilor ce apar în crearea unei game suficient de largi de rapoarte de transmitere şi păstrarea unei limite convenabile a dimensiunilor de gabarit rezultate. Pe de altă parte, reductoarele melcate determină un randament scăzut, mărirea puterilor instalate şi, în general, înrăutăţirea indicilor tehnico-economici ai instalaţiei.

Pentru realizarea turaţiei necesare a arborelui amestecătorului, nu sînt rare cazurile cînd rapoartele de reducere standard ale reductoarelor de uz general trebuie corijate prin adăugarea unei trepte suplimentare (curele trapezoidale, roţi dinţate etc.) sau se recurge la cuplarea în serie a două reductoare. Din aceste motive folosirea reductoarelor de uz general în construcţia dispozitivelor mecanice de amestecare duce de cele mai mult ori la construcţii cu caracter de improvizaţie, inestetice, grele şi neeconomice. Totodată, soluţiile constructive de acest gen, fiind specifice fiecărui caz în parte, creează neuniformităţi chiar în cadrul aceleiaşi secţii sau instalaţii, prejudiciind în acelaşi timp atît organizarea exploatării cît şi aprovizionarea cu piese de schimb.

O altă mare deficienţă a acestor tipuri de dispozitive constă în rigidizarea lor funcţională, fapt care reclamă o dimensionare tehnologică iniţială pretenţioasă sau încercări pe instalaţii pilot. Regimul de funcţionare a dispozitivului de acţionare şi, în mod deosebit, turaţia acestuia, nu poate fi acomodată variaţiilor eventuale ale condiţiilor de lucru, fapt care duce la conservarea unui regim de exploatare neraţional. În mod practic, dacă în exploatare s-ar dovedi necesară schimbarea turaţiei amestecătorului, aceasta ar necesita, în cel mai bun caz, schimbarea reductorului de turaţie şi modificarea corespunzătoare a pieselor auxiliare; inconvenientele tehnice ajung însă uneori atît de mari, încît dispozitivul de acţionare trebuie schimbat în întregime.

Date fiind marea diversitate a condiţiilor iniţiale şi posibilităţile restrînse de a realiza aceste condiţii cu elemente uşor procurabile din fabricaţia curentă, neajunsurile se extind şi asupra consumului de timp de proiectare, afectîndu-l cu pierderi substanţiale. Uzinarea întîmpină, de asemenea, multe greutăţi, atît sub aspectul organizării producţiei, cît şi din punctul de vedere al calităţii produsului.

Ţinînd seamă de inconvenientele soluţiilor practicate pînă în prezent şi de creşterea continuă a necesarului de capete de acţionare, se impune să se găsească o cale care să aşeze pe baze raţionale concepţia, uzinarea şi exploatarea acestora, asigurînd implicit şi îmbunătăţirea indicilor tehnico-economici ai utilajelor respective. Aceste deziderate pot fi atinse prin construirea de aparate tip, specifice cerinţelor proceselor de amestecare mecanică, şi renunţînd deci la utilizarea reductoarelor de turaţie de uz general în echiparea dispozitivelor de acţionare respective.

Luînd în consideraţie turaţia n_1 rot/min a arborelui amestecătorului, puterea instalată N CP şi randamentul total η_t ca parametri determinanţi ai capului de acţionare, aceştia pot fi exprimaţi global în valoarea momentului de torsiune necesar $M_t = 71\ 620\ N/n\ \eta_t$ kgfcm, considerat ca fiind criteriul principal de tipizare.

Din studiile făcute pe diverse instalaţii din ţară s-a ajuns la concluzia că pentru capetele de acţionare avînd turaţii cuprinse între 16 şi 400 rot/min şi puteri instalate de 0,6—30 kW, valorile utilizate frecvent ale momentelor de torsiune sînt cuprinse între 500 şi 60 000 kgf. cm. Valorile care depăşesc aceste cifre sînt mai rar întîlnite, iar construcţiile respective se îndepărtează mult de soluţiile obişnuite. Ca atare, s-a admis că, în aceste condiţii, este avantajos să fie tipizate capete de acţionare pentru amestecătoare verticale avînd M_t cuprins între 500 şi 60 000 kgfcm, acestea reprezentînd 90 — 95% din cazurile posibile, iar capetele de acţionare din afara intervalului adoptat să fie rezolvate şi în continuare, de la caz la caz, ponderea lor de utilizare relativ mică nejustificînd organizarea unei producţii de serie.

În continuare, s-a pus problema determinării numărului optim de mărimi constructive care să acopere domeniul de utilizare frecventă şi să satisfacă atît condiţiile tehnice cerute cît şi posibilitatea de a organiza o fabricaţie economică.

Ţinînd seamă de prevederile standardelor în vigoare, s-au adoptat mai întîi treptele nominale de valori pentru turaţiile arborilor ameste-

Tabela 2

Turația nominală rot/min		Puterea nominală a electromotorului - kW														
Amestecător	Electromotor	30	22	17	13	10	7,5	5,5	4	3	2,2	1,5	1,1	0,8	0,6	Momentul de torsiune nominal, kgf cm
		Valoarea momentelor de torsiune efective M_t ef kgf m														
400	1500	(68)	(50)	(38,5)	29,5	22,7	17	12,5	9,1	6,8	5					
	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
	750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—					
320	1500	87,5	64,2	49,6	(37,5)	28,8	21.7	15,9	11,7	8,8	6,4	4,4				
	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
	750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
250	1500	108	79,5	62,3	47,7	35,5	26,6	19,5	14,4	11	8	5,5				
	1000	–	75	58	44,3	34,1	25,6	18,8	13,5	10,1	7,5	5,1				
	750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—				
200	1500	136	99,5	76,8	59	45,4	34,2	25	18,3	13,8	10	6,8	5			
	1000		96,5	73	57,2	44	32,5	24	17,3	13,1	9,6	6,6	4,8			
	750	–	–	78	59,6	46	34,4	25,2	18,3	13,2	10,1	6,9	5			
160	1500	170	124,5	96,2	73,9	57.4	43	31,2	22,8	17,2	12.7	9,2	6,8	4,9		
	1000	–	119	96,1	70,4	55,5	41,6	29,4	21,2	18,1	13,7	8,3	6,1	4,4		
	750	–	–	102	76,8	59	44,3	32,5	23,6	17,6	12,9	8,9	6,5	4.7		
125	1500	215,8	158	121,8	93.4	71,9	54,5	40	29,1	21,8	16,2	11	8	5,8	4,4	1000
	1000	–	150	115,8	88,5	68	50,5	37	27,1	20,5	15,2	10.4	7,5	5,4	4,1	
	750	–	–	124	94,8	73	55,8	41	28,8	21,8	16	11	8,1	5,9	4,5	
100	1500	272	199	153,3	118	90,6	68,6	50,4	36.6	27,5	20,4	13,9	10,5	7,3	5,5	
	1000	–	187,5	145	110	80,5	64	46,9	34.1	25.7	19	12,9	9,4	6,8	5,1	
	750	–	–	155	118	91,4	68,4	50	36,5	27.4	20	14	10,3	7,3	5,5	
80	1500	339	249	192	147,5	113,5	85,9	62,8	46,6	34	25,2	17.1	12,7	9,2	6,9	
	1000	–	238	183,5	140	107.8	80,3	59.4	43,2	32,8	23.9	16,3	12,3	8.7	6.5	
	750	–	–	194,5	146,7	114.2	85,9	64	46,6	35	25,3	17.4	12,8	9,3	7	
63	1500	420	303	234	180	140,5	106	77,9	57,3	43	31,6	21,5	15.7	11,4	8,6	
	1000	–	299	231	176,5	136	101,5	75	55,3	41,5	30,4	20.7	15,5	11,3	8,3	
	750	–	–	246,2	188,5	145	108,5	80,3	59,4	44,5	32.1	21,9	16,4	11,9	9,2	
50	1500	541	380	288,2	222	171	130	96	70,9	54	39,6	27	19,8	13,9	14,1	
	1000	–	374	288	220	170	127	94,3	69,2	51,7	38	25,9	19	14,1	–	
	750	–	–	310	237,9	182,8	137	101	73,5	56	41	27,9	20,5	–	–	
40	1500		478	368	282.4	217,9	164,2	120.5	89	66,5	48,8	33,2	24,4	17,8	13,4	
	1000		462	358	269	206,3	154,3	116	86	64,1	47.2	32,1	23,5	17,3	–	
	750			388	297	228	171,5	127	88,4	70	51,4	33,6	25.7	–	–	
32	1500		596	461	354	272	205,8	151	111	83,4	61,4	41,9	30,9	22,5	16,6	
	1000		571	441,5	338	256	190,5	141,7	105	79,1	60,6	41,4	29,2	21,2	–	
	750		–	481	368	278,2	209	154,2	114	86,6	64	43.6	31.7	–	–	
25	1500			585	450	356	260,7	191	140,5	105,5	77,4	53	39	28,2	21,2	
	1000			555	425	327	244	180,8	132,5	99,4	74,4	50,6	37	26,6	–	
	750			594	450	349	258	189	140,5	107	79	54,9	40,2	–	–	
20	1500				565	435	329	241	177,8	133	97,9	66,6	48.9	35	26,2	
	1000				530	407	304	225,8	185,5	124	93,4	64	47	33,9	–	
	750				570	438	328	243	176,9	134	99,4	67,5	49,6	–	–	
16	1500	Notă: Mărimile din paranteză, se vor evita pe cît posibil				545	412	300,9	222	186,5	122	79,4	61,6	45,2	33,7	
	1000					–	386	286	210	157,8	117,5	80,4	59,3	43,2	–	
	750					–	411	304	221	168	124	86,4	62,7	45,5	–	
Momentul de torsiune nominal kgf cm						50000		25000			12 000		6000		3000	

$$M_{t\,ef} = 716{,}2\,\frac{1{,}36\,N\eta}{n_{ef}}\ (\text{kgf m})$$

cătoarelor și pentru puterile electromotoarelor de antrenare, stabilindu-se gamele indicate în tabela 2.

Organul determinant în stabilirea numărului optim de mărimi constructive pentru capetele de acționare a fost reductorul de turație. Din analiza tehnico-economică efectuată s-a stabilit că intervalul de frecvență maximă delimitat mai sus poate fi acoperit, în condiții optime, cu șase mărimi constructive, numerotate în ordinea crescîndă a momentului de torsiune, de la 0 la 5 și acoperind plajele de caracteristici arătate în tabela 2.

În aceste condiții, fiecare dintre cele șase mărimi constructive adoptate poate realiza un număr mare de turații ale arborelui de ieșire, puterea necesară variind în consecință.

Deci, fiecare mărime constructivă este caracterizată prin momentul de torsiune nominal, iar fiecare treaptă de turație poate fi realizată pornind, în general, de la trei valori ale turației electromotorului la aceeași putere, prin schimbarea raportului total de demultiplicare. Pentru a păstra acest raport în limite convenabile, turațiile electromotoarelor adoptate pot fi de 750, 1 000 sau 1 500 rot/min. Electromotoarele cu turație de 3 000 rot/min nu au fost adoptate, datorită implicațiilor pe care vitezele prea mari le au asupra durabilității angrenajelor. Caracteristicile tehnice ale celor șase mărimi adoptate sînt indicate sintetic în tabela 2.

Avînd ca punct de plecare cele trei trepte de turații nominale ale electromotoarelor adoptate, pentru a realiza toate treptele nominale de turații ale arborelui amestecătorului, s-au calculat rapoartele de demultiplicare necesare, indicate în tabela 3.

Analizînd valorile cuprinse în această tabelă, se pot trage următoarele concluzii :

— șirurile de rapoarte de demultiplicare, obținute pentru toate cele trei trepte de turații nominale ale electromotoarelor, sînt practic aceleași, valorile diferind între ele cu mai puțin de ± 10 % ;

— șirurile de rapoarte de demultiplicare din coloanele b se pot obține prin multiplicarea cu 10 a valorilor din coloanele a.

Pentru a acoperi domeniul de turații uzuale stabilit anterior este suficient să se folosească șirul de rapoarte de reducere (tabela 4), stabilit pe baza valorilor din tabela 3.

Se observă și de această dată că valorile din rîndul al doilea se obțin prin împărțirea cu 10 a valorilor din primul rînd.

Adoptînd o construcție specială pentru reductorul de turație, care să permită funcționarea acestuia cu două sau trei trepte de demultiplicare (tabela 5), cu ajutorul unui set de roți dințate de schimb, rapoartele de turație indicate în tabela 4 se pot realiza conform aranjamentului din tabela 5.

Analizînd datele din tabela 5, se observă că reductorul de turație are o treaptă cu raport de demultiplicare constant (i_1 = 3,75) în cazul funcționării cu două trepte și două trepte cu rapoarte de demultiplicare constante (i_1 = 3,75 și i_3 = 5) în cazul funcționării cu trei trepte. În ambele situații se folosește același set de roți de schimb care se montează fie pe arbori·

Tabela 3

Turația arborelui amestecătorului n_1, rot/min		Turația electromotorului de antrenare n_2 rot/min Raportul total de reducție necesar $i_t = n_2/n_1$						Obs.
		1 500		1 000		750		
a.	*b.*	*a.*	*b.*	*a.*	*b.*	*a.*	*b.*	
—	125	—	12,00	—	8,00	—	6,00	Tabela conține numai treptele de turații nominale, cuprinse în domeniul uzual 16—400 rot/min.
16	160	93,80	9,38	62,50	6,25	46,80	4,68	
20	200	75,00	7,50	50,00	5,00	37,50	3,75	
25	250	60,00	6,00	40,00	4,00	30,00	3,00	
32	320	46,90	4,69	31,20	3,12	23,40	2,34	
40	400	37,50	3,75	25,00	2,50	18,75	1,875	
50	—	30,00	—	20,00	—	15,00	—	
63	—	23,80	—	15,90	—	11,90	—	
80	—	18,75	—	12,50	—	9,36	—	
100	—	15,00	—	10,00	—	7,50	—	

13

Tabela 4

$i_t = n_2/n_1$	93,80	75,00	60,00	47,00	37,50	30,00	23,50	18,75	15,00	12,00
	9,38	7,50	6,00	4,70	3,75	—	—	—	—	—

II şi *IV*, fie pe arborii *II* şi *III*. Din aceste motive, pentru a permite montarea setului de roţi de schimb, distanţele dintre axele *II-III* şi *II-IV* trebuie să fie egale, fapt care duce la amplasarea axelor respective în vîrfurile unui triunghi isoscel.

Avantajele schemelor cinematice adoptate constau în aceea că ele asigură obţinerea întregii game de rapoarte de demultiplicare necesare, fără a atrage modificări de construcţie ale reductorului.

Totodată, amplasarea setului de roţi de schimb în capetele arborilor face posibilă funcţionarea acestor roţi într-un compartiment special al carcasei, accesul realizîndu-se prin simpla demontare a unui capac lateral. Ca atare, înlocuirea setului de roţi de schimb şi deci schimbarea turaţiei arborelului de ieşire se poate face — în exploatare — fără a fi necesară demontarea întregului cap de acţionare.

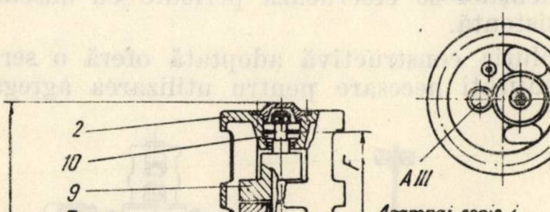


Fig. 5

Pe baza schemelor cinematice şi a datelor prezentate anterior, s-a adoptat soluţia constructivă ilustrată în figura 5.

Electromotorul *4* fixat pe suportul *5* este cuplat cu arborele *IV* prin cuplajul elastic *6*. Mişcarea de rotaţie se transmite conform schemelor cinematice prezentate anterior prin angrenajul i_3 la arborele *III*, prin angrenajul i_2 (i_4) format de roţile de schimb la arborele *II* şi prin angrenajul cu roţi conice I_1 la arborele tubular *7*. Angrenajele funcţionează în carcasa *1* a aparatului. Capacul *8*, fixat pe carcasa *1* prin şuruburi, permite montarea şi demontarea roţilor de schimb fără a fi necesară demontarea întregului dispozitiv. Arborele tubular *7* este rezemat pe un lagăr cu rulmenţi şi la partea superioară se cuplează cu ajutorul cuplajului elastic *9* cu arborele *I*, de ieşire, al aparatului. Lagărele cu rulmenţi *10* şi *11* ale arborelui de ieşire sînt montate în carcasa superioară *2* şi respectiv în carcasa inferioară *3*. Pentru cuplarea cu arborele amestecătorului arborele de ieşire este prevăzut cu cuplajul rigid *12*. Arborii *II*, *III* şi *IV* sînt rezemaţi pe lagăre cu rulmenţi, lagăre ce se montează în carcasa *1*.

Construcţia carcasei, realizată din trei piese independente, permite atît o prelucrare uşoară, cît şi diverse posibilităţi de montare a agregatului şi un montaj uşor al diverselor piese componente.

Suportul electromotorului, confecţionat din laminate sudate, este astfel conceput încît să permită montarea diverselor mărimi de electromotoare, cu care se echipează aparatele.

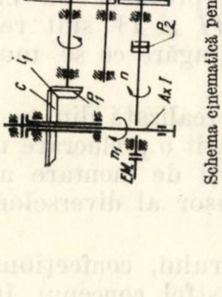
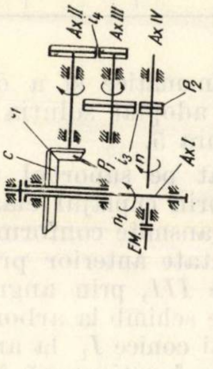
Materialele folosite la confecţionarea diverselor piese sînt alese judicios în funcţie de importanţa şi solicitările ce apar în piesa respectivă, astfel încît să se realizeze un aparat cu o greutate şi un gabarit redus, la un preţ de cost scăzut.

O importanţă deosebită a fost acordată proiectării angrenajelor cu roţi dinţate. În vederea obţinerii unor caracteristici tehnice ridicate (randament mare, silenţiozitate etc.) roţile dinţate au fost realizate cu dantură înclinată sau curbă şi cu o calitate corespunzătoare a suprafeţei flancurilor dinţilor.

Pentru confecţionarea roţilor dinţate s-au folosit oţeluri aliate cu Cr şi Mo.

La alegerea rulmenţilor şi dimensionarea lor s-a ţinut seamă de sarcinile specifice care apar datorită procesului de amestecare. În mod special, pentru arborele *I* s-au folosit rulmenţi

Tabela 5

Notații I. arbore amestecător II. arbore pinion P1 III. arbore intermediar IV. arbore motor $i_1 = i_{I-II}$ = constant $i_2 = i_{III-II}$ $i_3 = i_{IV-III}$ = constant $i_4 = i_{III-II}$ Roți permanent montate: coroana C și pinioanele P_1 și P_2	 Ax II Ax III Ax IV Ax I i_1 i_2 C P_1 P_2 n n_1 EM. Schema cinematică pentru două trepte de demultiplicare								 Ax II Ax III Ax IV Ax I i_1 i_3 i_4 C P_1 P_2 n n_1 EM. Schema cinematică pentru trei trepte de demultiplicare						
Raportul de demultiplicare total, $i_t = n_2/n_1$	3,75	4,70	6,00	7,50	9,38	12,0	15,0	18,75	23,50	30,0	37,50	47,0	60,0	75,0	93,80
Rapoartele de demultiplicare parțiale: Treapta 1 (i_1)	3,75														
Treapta 3 (i_3)	—	—	—	—	—	—	—	—	5,00						
Treapta 2 (i_2 sau i_4)	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00
	Setul de roți de schimb								Setul de roți de schimb						

oscilanți pentru lagărul *11* și rulmenți radiali-axiali cu role conice, pentru lagărul *10*, rulmenți capabili să preia sarcinile axiale determinate de greutatea arborelui amestecătorului și a amestecătorului propriu-zis. Carcasele realizate din oțel turnat sînt astfel concepute încît să asigure rigiditatea și siguranța în exploatare a întregului complex.

Ungerea rulmenților și a angrenajelor este realizată intr-o variantă sigură și eficace, totodată simplă, fără a fi necesară pompă de ungere (barbotare). La angrenajul conic, datorită atît faptului că se află pe arborele de turație joasă cît și poziției față de baia de ulei, nu se poate asigura ungerea prin barbotare. În consecință, s-a prevăzut inelul de formă specială *13* care, la turații relativ ridicate ale arborelui de ieșire, aruncă uleiul din baie pe dantura coroanei conice. În cazul cînd turația este redusă la arborele de ieșire și cînd există pericolul ca inelul *13* să nu mai fie eficace, s-a prevăzut un sistem suplimentar de ungere. Astfel, în compartimentul roților de schimb, angrenajele care lucrează totdeauna la o turație ridicată asigură o barbotare intensă. Pe capacul *8* ce acoperă compartimentul roților de schimb s-a prevăzut la partea superioară jgheabul colector *14*; uleiul aruncat din baie este colectat în jgheab și condus pe angrenajul cu roți conice. Ungerea rulmenților se efectuează periodic cu unsoare consistentă.

Soluția constructivă adoptată oferă o serie de calități necesare pentru utilizarea agregatului la acționarea amestecătoarelor. Atît în industria chimică cît și în alte ramuri industriale, arborii amestecătoarelor necesită în mod

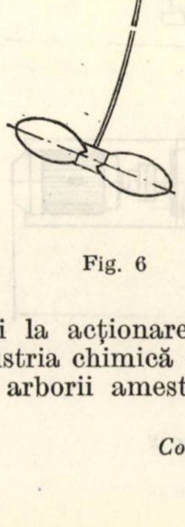


Fig. 6

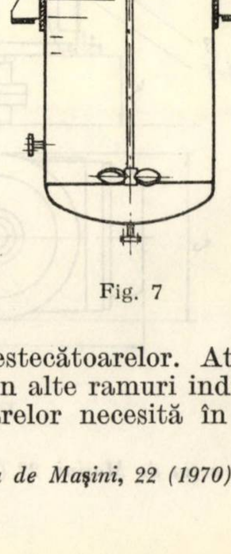


Fig. 7

frecvent lungimi mari în consolă. Din acest motiv datorită execuţiei şi condiţiilor de lucru, apar în mod frecvent deformaţii de încovoiere şi torsiune de valori ridicate. În cazul în care angrenajele dispozitivului de acţionare sînt montate pe arborele de ieşire, valorile mari ale deformaţiilor arborelui împiedică funcţionarea corectă a angrenajelor. Adoptîndu-se soluţia cu arbore plin, cuplat elastic cu arborele tubular, arbore pe care este montat angrenajul conic, dezavantajul menţionat este înlăturat (fig. 6). Cuplajul elastic dintre arborele tubular şi arborele de ieşire asigură angrenajele împotriva şocurilor sau trepidaţiilor ce apar în funcţionarea amestecătoarelor. Soluţia adoptată permite folosirea unor arbori pentru amestecător de construcţie elastică, evitîndu-se mărirea secţiunii din motive de rigiditate.

Datorită amplasării lagărelor arborelui de ieşire în carcasa superioară şi în cea inferioară, se poate obţine la un gabarit redus, o distanţă mare între rulmenţi şi deci posibilitatea cuplării unor arbori lungi de amestecător.

În cazurile speciale în care distanţa dintre rulmenţii arborelui de ieşire este insuficientă în raport cu lungimea arborelui amestecătorului, între carcasa de bază *1* şi carcasa inferioară *3* se poate monta o piesă distanţier obţinîndu-se în acest fel mărirea distanţei între rulmenţi. În acest caz, sînt necesare modificări simple ale arborelui de ieşire şi ale suportului electromotorului.

Arborele amestecătorului se cuplează rigid cu arborele de ieşire al agregatului, cu ajutorul cuplajului *12*. Pentru cazuri speciale, se poate executa arborele dintr-o bucată, eliminîndu-se cuplajul rigid.

Agregatul se montează pe vase cu ajutorul flanşei carcasei inferioare.

Capul de acţionare poate fi utilizat pentru acţionarea amestecătoarelor ce funcţionează în instalaţii cu sau fără presiune, cît şi în con-

Tabela 6

Mărimea constructivă	0	1	2	3	4	5
M_t nominal kgf/cm	1 000	3 000	6 000	12 000	25 000	50 000
M_t efectiv kgf/cm (La arborele de ieşire)	410...1 250	1 100...3 850	3 700...6 800	6 800... 15 500	14 170... 31 000	30 400... 59 600
Numărul de trepte de turaţie realizate	9	15	15	14	11	8
Turaţia nominală la arborele de ieşire rot/min.	63... 400	16... 400	16... 400	16...320	16...160	16...80
Turaţia efectivă la arborele de ieşire rot/min	58,8...388	15... 388	14,8...388	14,95...302	15,2...155,5	15,4...77,9
Raportul total de demultiplicare i_t	23,5...3,75	93,8... 3,75	93,8... 3,75	93,8... 4,70	93,8... 9,38	93,8... 18,75
Puterea instalată, kW	0,6... 5,5	0,6...17	0,8... 30	1,5...30	3...30	7,5...30
Randamentul total, η_t %	0,866 pentru 3 trepte de reducţie şi 0,904 pentru 2 trepte reducţie					
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — Diametrul arborelui de ieşire Øk (JE2)	—	$45^{+0,027}$	$55^{+0,030}$	$50^{+0,030}$	$65^{+0,030}$	$80^{+0,030}$
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — Dimensiuni de gabarit — *A* (cca)	— Nu a fost executat prototipul	1 285	1 475	1 605	1 850	2 115
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — Dimensiuni de gabarit — *B*		1 295... 1 647	1 480... 1 890	1 700... 2 280	1 860... 2 230	2 270... 2 505
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — Dimensiuni de gabarit — *C*		375... 400	460...500	525...580	610...700	760...855
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — *D*		290	340	385	10	425
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — *E*		265	300	315	370	450
Notaţii conform fig. 5 Dimensiuni, mm — Distanţa între reazime *F*		655	755	800	945	1 100
Masă netă kgf — Fără electromotor — min		250	450	570	805	1 375
Masă netă kgf — Fără electromotor — max		275	490	605	855	1 400
Masă netă kgf — Cu electromotor — min		260	470	600	890	1 465
Masă netă kgf — Cu electromotor — max		430	725	845	1 095	1 640

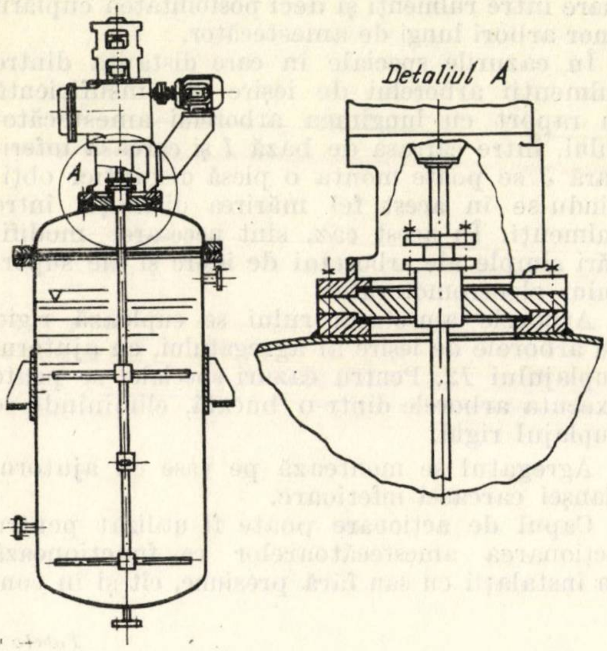


Fig. 8

diţii de corodare ce impun construirea arborelui amestecătorului din oţel inoxidabil sau protejarea lui prin acoperire cu un material rezistent din punct de vedere chimic. În cazul în care agregatul se montează pe vase ce funcţionează la presiune, între bosajul sau piesa prevăzută pe capacul vasului şi aparat se montează o placă pe care se fixează presetupa necesară (fig. 8).

Carcasa inferioară este astfel construită încît asigură spaţiul de manevră necesar presetupelor.

Pentru vase cu protecţie anticorosivă (acoperite cu cauciuc, ebonită, metalizate etc.) montarea aparatului se face cu ajutorul unei piese intermediare, protejate corespunzător anticorosiv.

Performanţele tehnice ale aparatelor construite sînt indicate în tabela 6.

Datorită construcţiei simple şi robuste, cît şi a avantajelor pe care le asigură în exploatare, agregatele considerate pot fi utilizate cu succes atît în industria chimică, cît şi în alte domenii industriale la acţionarea amestecătoarelor mecanice.

CZ 629.114.6

Influenţa diferiţilor parametri asupra economicităţii în regim nestaţionar a autobuzului TV—20 UE

Dr. ing. Vasile CÎMPIAN — Institutul politehnic-Braşov

Caracteristica economică a autovehiculelor la mişcarea staţionară nu reflectă în suficientă măsură economicitatea obiectivă a autobuzelor urbane care funcţionează în regim nestaţionar, lucru care se explică prin aceea că în aceste condiţii regimul staţionar nu este caracteristic şi constituie, de obicei, mai puţin de 50% din întreaga durată a mişcării, iar în unele cazuri lipseşte în totalitate.

Pentru a studia economicitatea autobuzelor urbane este necesar a se construi caracteristica economică a ciclurilor închise de mişcare [1, 2], caracteristică ce ia în consideraţie toate regimurile ce au loc în exploatare (demarajul cu schimbarea treptelor din cutia de viteze, mişcarea staţionară, încetinirea şi frînarea).

Consumul de combustibil la 100 de kilometri parcurşi, în cicluri închise de mişcare ($Q_{s\,cicl}$), se poate determina cu o relaţie în care intră consumul absolut de combustibil (Q_{cicl}) în cm^3 şi drumul ciclului (S_{cicl}) în m, adică :

$$Q_{s\,cicl} = 100\,\frac{Q_{cicl}}{S_{cicl}} = 100\,\frac{Q_d + Q_s + Q_i + Q_F}{S_{cicl}} = $$

$$= 100\,\frac{Q_{nest} + Q_s}{S_{nest} + S_s},\ \frac{l}{100\ \text{km}} \qquad (1)$$

unde :

Q_d, Q_i, Q_F reprezintă consumul absolut de combustibil în cm^3 pentru fazele de demaraj, încetinire şi frînare (consumul absolut de combustibil în regim nestaţionar) ;

Q_s — consumul absolut de combustibil în mişcare staţionară.

Pentru compararea autovehiculelor de clase şi capacităţi diferite este mai indicat ca consumul de combustibil în l/100 km să fie raportat la unitatea de sarcină sau la numărul de pasageri :

$$Q_{scicl} = \frac{100}{G_a(n)} \cdot \frac{Q_{nest}+Q_s}{S_{nest}+S_s}, \quad \frac{l}{100\,\mathrm{tkm}}, \tag{2}$$

unde :

G_a este greutatea autovehiculului ;
n — numărul de pasageri.

Ţinînd seamă de indicii enumeraţi pentru aprecierea economicităţii în regim de funcţionare nestaţionar a fost necesară realizarea unei instalaţii care să permită obţinerea rapidă a mărimilor din relaţiile (1) şi (2) şi cu cheltuieli minime.

Înregistrarea variaţiei consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare,' precum şi a vitezei de deplasare funcţie de spaţiul ciclului, s-a putut realiza cu o instalaţie a cărei schemă generală este arătată în figura 1.

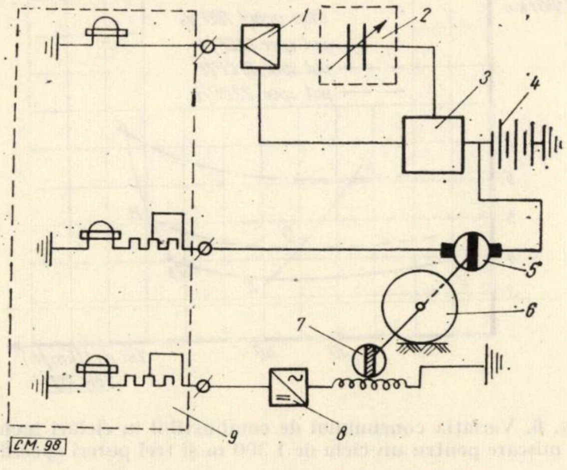


Fig. 1. Schema generală a instalaţiei.

Pentru înregistrarea consumului de combustibil se foloseşte un debitmetru capacitiv *2* conceput în aşa fel încît să permită determinarea rapidă a consumului instantaneu şi a variaţiei lui în cicluri închise de mişcare. Debitmetrul este alimentat de bateria *4* prin intermediul blocului de alimentare *3*. Semnalele debitmetrului sînt amplificate cu ajutorul amplificatorului *1* şi transmise oscilografului cu bucle *9*.

Pentru înregistrarea spaţiului se foloseşte drept traductor roata liberă *6*, pe axul căreia se montează întrerupătorul *5*. Impulsurile date de acest traductor sînt înregistrate de asemenea pe oscilograful *9*.

Viteza de deplasare a autobuzului se înregistrează cu ajutorul tahogeneratorului *7*, montat pe axul roţii libere *6*, prin redresorul *8*, pe oscilograful *9*.

Prin faptul că la încercări variaţia puterii specifice s-a obţinut variind greutatea totală a autobuzului, parametrii de apreciere a economicităţii au fost raportaţi la unitatea de greutate (l/100 t km). Acest lucru corespunde teoretic înlocuirii pe acelaşi autobuz a trei motoare cu aceleaşi caracteristici (geometric, termic şi dinamic), dar cu puteri diferite. De asemenea transmisia şi parametrii ei au rămas aceiaşi.

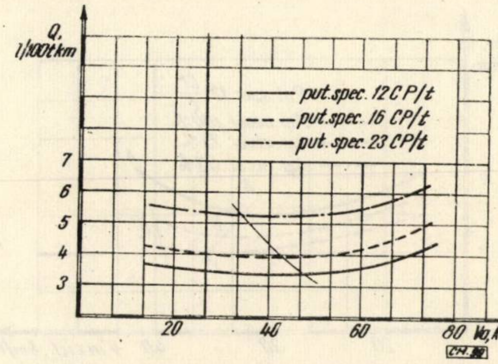


Fig. 2. Caracteristica economică la regim staţionar pentru trei puteri specifice.

Pentru a obţine termeni de comparaţie între parametrii folosiţi în prezent şi concluziile rezultate în urma aplicării metodicii propuse, s-au făcut, pentru aceleaşi condiţii, şi încercările necesare obţinerii parametrilor de apreciere a economicităţii.

În acest scop în figura 2 s-a trasat cu ajutorul datelor obţinute experimental caracteristica economică în regim staţionar pentru trei puteri specifice (12 CP/t, 16 CP/t şi 23 CP/t).

Influenţa deschiderii clapetei de acceleraţie asupra economicităţii în regim nestaţionar a autobuzului TV—20 UE. Pentru a pune în evidenţă influenţa deschiderii clapetei de acceleraţie asupra economicităţii în cicluri închise de mişcare s-a trasat pe baza oscilogramelor obţinute experimental (fig. 3) parametrii caracteristici ai ciclurilor pentru trei deschideri limită

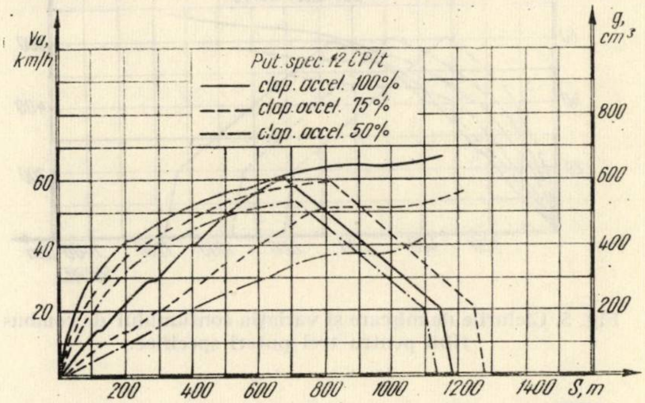


Fig. 3. Ciclurile de mişcare şi variaţia consumului de combustibil pentru trei deschideri ale clapetei de acceleraţie.

ale clapetei de acceleraţie (100, 75 şi 50%) şi pentru puterea specifică de 12 CP/t.

Pe baza diagramei din figura 3 a fost construită variaţia consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare (l/100 t/km) pentru un ciclu de 1 300 m, în funcţie de viteza medie pe cicluri (fig. 4). Curbele prezentate sînt caracterizate de linia *ADE* care determină vitezele medii limită ce pot fi obţinute pe un ciclu de 1 300 m şi linia *A'D'E'* ce caracterizează viteza medie economică pe ciclul arătat.

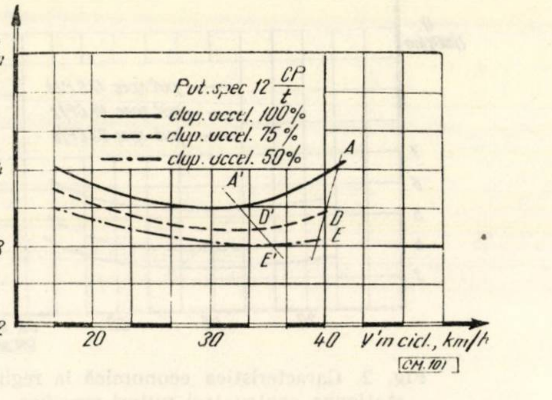


Fig. 4. Variaţia consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare pentru ciclul de 1 300 m şi trei deschideri ale clapetei de acceleraţie.

Din curbele prezentate se observă că limitarea deschiderii clapetei de acceleraţie se manifestă ca o variaţie a puterii specifice a autobuzului. Făcînd legătura cu figura 6 se observă că domeniul dintre dinamicitatea maximă (viteza medie limită) şi economicitatea maximă (viteza medie economică) se îngustează pe măsura mişcării deschiderii clapetei de acceleraţie.

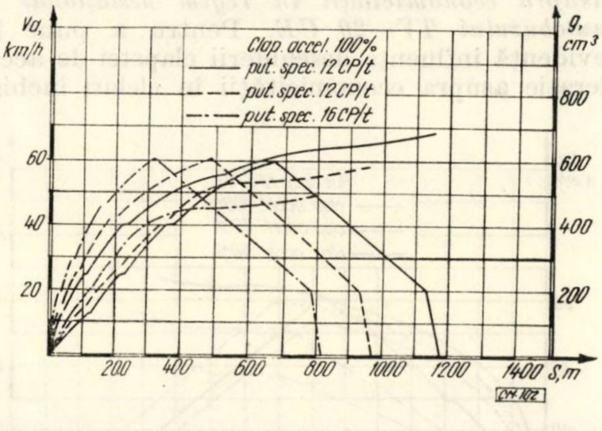


Fig. 5. Ciclurile de mişcare şi variaţia consumului de combustibil pentru trei puteri specifice.

Influenţa puterii specifice a autobuzului TV-20 UE. asupra economicităţii în regim nestaţionar. Pentru a arăta influenţa puterii specifice a autobuzului, în figura 5 au fost trasate ciclurile corespunzătoare celor trei puteri specifice, împreună cu consumurile absolute de combustibil în fazele ciclului.

Din diagrama prezentată a putut fi determinat consumul de combustibil pe ciclul de 1 300 m, ciclu care corespunde unei viteze plafon de 60 km/h, funcţie de viteza medie pe ciclu (fig. 6).

În partea dreaptă a diagramei curbele corespunzătoare diferitelor puteri specifice sînt limitate de vitezele medii maxime care se pot obţine pe ciclu la diferite puteri specifice (linia *ABC*). Domeniul de economicitate maximă la diferitele puteri specifice este caracterizat prin linia *A'B'C'*. După cum rezultă din diagrama prezentată, în cazul puterii specifice nominale a autobuzului încercat, domeniul vitezelor medii cuprins între dinamicitatea maximă şi economicitatea maximă se restrînge pe măsura scăderii puterii specifice. În cazul unei accelerări parţiale a motorului autobuzului utilizat, practic aceste două domenii se vor suprapune.

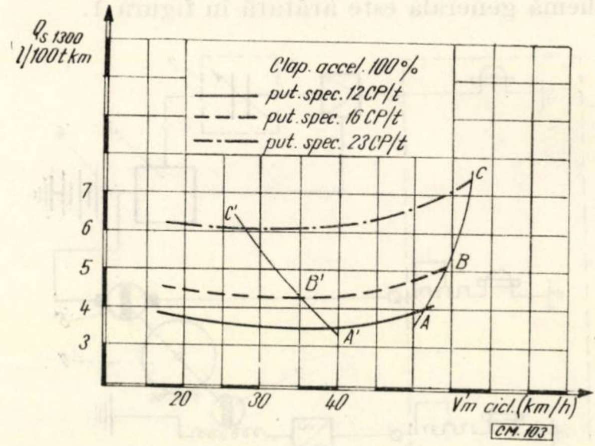


Fig. 6. Variaţia consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare pentru un ciclu de 1 300 m şi trei puteri specifice.

La studiul economicităţii autobuzelor urbane trebuie ţinut seamă de faptul că o accelerare excesivă (deschiderea clapetei de acceleraţie 100%) nu aduce creşteri considerabile ale vitezei medii. Acest lucru asigură şi o economicitate favorabilă la o dinamicitate acceptabilă. În plus se reduce zgomotul motorului, solicitarea ambreiajului, influenţa timpilor consumaţi la schimbarea treptelor de viteze etc.

Din cele arătate rezultă că acest regim este recomandabil autobuzelor de tip TV echipate cu ambreiaj şi transmisie mecanică şi o putere specifică nominală de 12 CP/t.

Îmbunătăţirea acestor autobuze prin mărirea puterii specifice nu este recomandabilă datorită faptului că viteza medie pe ciclu creşte mult mai încet decît consumul de combustibil.

Toate aceste concluzii corespund unui ciclu de 1 300 m. După cum au arătat măsurările făcute pe diferite trasee din oraşele aglomerate lungimea medie a unui ciclu este de circa 500 m, fapt ce face ca ciclul de 1 300 m să constituie un caz extrem.

Pentru a obţine date privind deplasarea autobuzului TV—20 UE în cicluri de 500 m, în figura 7 s-a trasat variaţia consumului de combustibil în cicluri de 500 m, în funcţie de viteza medie pe ciclu.

O primă concluzie, care rezultă din diagrama prezentată, este faptul că datorită scăderii vitezei medii dinamicitatea pe acest ciclu depinde în mai mare măsură de lungimea lui decît economicitatea şi aceasta cu atît mai mult cu cît cresc puterile specifice. Astfel, în figura 6, punctul *C* se obţine la o viteză medie de 45 km/h şi un consum de combustibil de 7,61/100 t km. Pentru aceleaşi condiţii dar la un ciclu de 500 m punctul *C* (fig. 7) este caracterizat de o viteză medie de 39 km/h şi un consum de combustibil de 8,1 l/100 t km, în schimb la regimul economic valorile au rămas aproape identice. Pe măsura scăderii puterii specifice condiţiile de economicitate la regimul dinamicităţii maxime se stabilizează rezultînd numai o scădere a vitezei medii maxime. O dată cu scăderea vitezei medii maxime a scăzut şi viteza medie economică, fapt ce rezultă şi din modificarea înclinării liniilor $A'B'C'$ din figurile 6 şi 7 (linii ce unesc punctele de consum minim la diferite puteri specifice) .

Cu toate acestea trebuie arătat faptul că domeniul vitezelor medii dintre dinamicitatea maximă şi economicitatea maximă s-a sincronizat o dată cu micşorarea spaţiului ciclului. De aici rezultă faptul că la cicluri cu spaţii mici şi la puteri specifice mici alegerea domeniului de deplasare economic corespunde în mai mare măsură cu alegerea dinamicităţii maxime.

În scopul obţinerii unui parametru simplu de determinat pentru regimurile deplasării economice şi dinamice s-au trasat curbele din figura 8, care ne dau variaţia consumului de combustibil în funcţie de viteza maximă plafon realizată pe ciclul de 500 m la diferite puteri specifice. Din figura prezentată rezultă că ciclurile cu o structură raţională se înscriu în cîmpul delimitat de liniile A^{IV} B^{IV} C^{IV} şi A''' B''' C'''. În felul acesta se obţine pentru ciclul de 500 m viteza maximă optimă pe ciclu care trebuie realizată pentru a avea un regim optim de exploatare din punct de vedere economic.

Vitezele maxime cuprinse între curbele A^{IV} B^{IV} C^{IV} şi A'' B'' C'' corespund unui regim de exploatare necorespunzător cu consecinţe defavorabile asupra consumului de combustibil.

Din cele arătate mai sus se pot trage o seria de concluzii pentru construcţia şi exploatarea economică a parcului de autobuze urbane.

Din punctul de vedere al parametrilor economici este foarte dezavantajoasă schimbarea conducătorului auto de pe un traseu pe altul, întrucît în felul acesta el pierde posibilitatea de a corela vitezele economice pe ciclu cu lungimea acestuia.

Totodată se observă că în cazul regimului de exploatare urban o creştere a puterii specifice nu aduce îmbunătăţirile scontate din punct de vedere economic. Astfel, mărimea puterii specifice cu 33% (12 CP/t la 16 CP/t) aduce o îmbunătăţire aproape nesesizabilă în ceea ce priveşte creşterea vitezei maxime economice pe ciclu în sensul că viteza creşte cu circa 6%, în schimb consumul de combustibil se măreşte cu circa 35%.

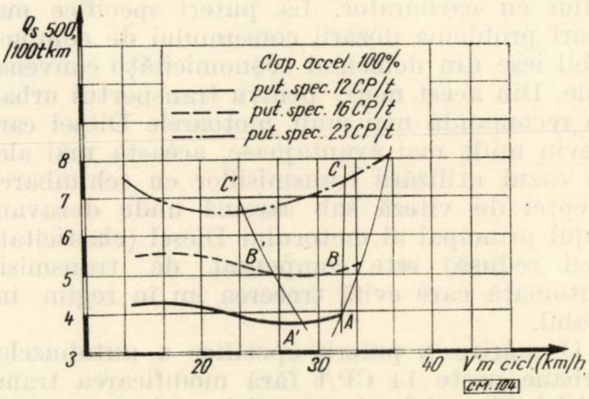


Fig. 7. Variaţia consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare pentru un ciclu de 500 m şi trei puteri specifice.

O îmbunătăţire mai substanţială rezultă însă prin reducerea timpilor de schimbare a treptelor de viteze datorită faptului că punctele *A'* şi *A* din figura 7 se deplasează la viteze medii pe ciclu mai mari. Aceasta se datoreşte reducerii perioadei de demaraj. Întrucît în aceste condiţii consumul de combustibil scade, această scădere va fi compensată de randamentul mai redus pe care îl au transmisiile automate şi semi-

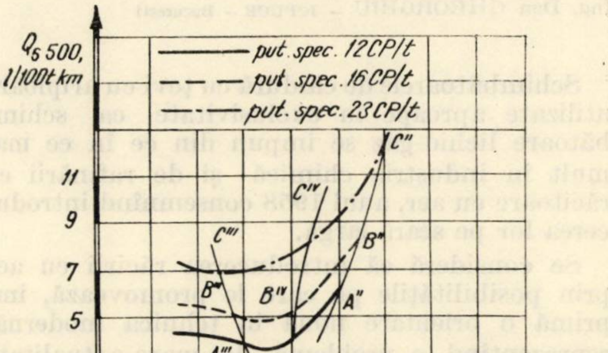


Fig. 8. Variaţia consumului de combustibil în cicluri închise de mişcare funcţie de viteza maximă pe ciclu pentru ciclul de 500 m şi trei puteri specifice.

automate, astfel încît se poate considera că economicitatea rămîne practic constantă.

Un alt factor care intervine constă în alegerea tipului de motor. Astfel, se poate considera că puterea specifică de 14 CP/t constituie în cazul autobuzelor urbane limita superioară a motorului cu carburator. La puteri specifice mai mari problema dozării consumului de combustibil iese din domeniul economicităţii convenabile. Din acest motiv pentru transportul urban se recomandă mai mult motoarele Diesel care devin mult mai avantajoase, aceasta mai ales în cazul utilizării transmisiilor cu schimbarea treptei de viteză sub sarcină unde dezavantajul principal al motorului Diesel (elasticitate mai redusă) este compensat de transmisia automată care evită trecerea lui în regim instabil.

O mărire a puterii specifice a autobuzelor urbane peste 14 CP/t fără modificarea transmisiei dă satisfacţie numai la cicluri cu spaţii mari, care în general pot fi găsite doar la transportul suburban.

Pentru o diversificare cît mai mare a construcţiei de autobuze în funcţie de domeniul concret de exploatare trebuie să existe cel puţin două rapoarte de transmitere pentru reductorul central. Aceasta pentru a diferenţia autobuzul urban care funcţionează în cicluri de 300–500 m cu viteza maximă de plafon de 40–50 km/h de autobuzul suburban care lucrează în cicluri de peste 1 300 m cu o viteză regim de 60 km/h.

Lungimea ciclurilor pe diferite trasee să fie pe cît posibil corelată şi cu tipurile de autobuze folosite pentru acest traseu. În cazul autobuzelor de tip TV acest ciclu minim este de circa 500 m.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cîmpian, V.* Studiul dinamicităţii şi economicităţii autovehiculelor în regim de funcţionare nestaţionar. Dizertaţie, Braşov, 1968.

[2] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[3] *Grave, H. F.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[4] *Jantea, A.* Kraftfahrmechanik Teil I. Leipzig. B. G. Tabner, Verlagsgesellschaft, 1965.

[5] *Lara, M. I.* Scorostnîe kacestva i toplivnaia ekonomicinosti avtomobilia. Moscova, Izdatelstvo Maşinostroienie, 1967.

[6] *Untaru, M., Cîmpian, V., Seilz, N.* şi *Soare I.* Automobile. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.

Schimbătoare de căldură cu ţevi cu aripioare

Ing. Valentin CONSTANTINIDI – ICPUCR – Bucureşti
Ing. Dan GHEORGHIU – ICPUCR – Bucureşti

Schimbătoarele de căldură cu ţevi cu aripioare utilizate aproape în exclusivitate ca schimbătoare lichid-gaz se impun din ce în ce mai mult în industria chimică şi de rafinării ca răcitoare cu aer, anul 1958 consemnînd introducerea lor pe scară largă.

Se consideră că introducerea răcirii cu aer prin posibilităţile pe care le promovează, imprimă o orientare nouă în tehnica modernă, reprezentînd o problemă de mare actualitate în proiectarea noilor rafinării şi combinate petrochimice şi chimice sau în reutilarea şi mărirea capacităţii de producţie a celor existente.

Industriile de prelucrare a ţiţeiului, chimice şi petrochimice necesită — în prezent — mai mult de 25% din toată apa industrială, din această cantitate circa 85% fiind folosită pentru operaţiile de răcire.

Amplasarea întreprinderilor sau instalaţiilor tehnologice în locurile cele mai corespunzătoare, respectiv în apropierea surselor de materii prime sau a centrelor de desfacere este de multe ori condiţionată de existenţa unor surse de apă de răcire.

Lipsa — aproape completă — a apei în unele zone adecvate pentru amplasarea instalaţiilor tehnologice a impus extinderea utilizării răcitoarelor cu aer. Interesul dezvoltat de acest utilaj se datoreşte faptului că necesarul de apă industrială este în continuă creştere, dezvoltarea industrială impunînd restricţii în consumul de apă; disponibilul de apă apare deci ca o condiţie limitativă în amplasarea întreprinderilor industriale.

În urma studiilor şi încercărilor făcute, a devenit evident că aerul poate fi folosit ca agent de răcire pe o scară mult mai mare, chiar în regiunile unde există un debit suficient pentru necesarul de apă de răcire.

În unele cazuri în care temperatura aerului este mare sau temperatura fluidului tehnologic răcit este egală sau chiar inferioară temperaturii aerului, se prevede o răcire prealabilă a aerului, cu ajutorul unui sistem de umezire care saturează aerul pînă la 80%, mărindu-i capacitatea de răcire.

Uneori se combină răcirea cu aer cu răcirea suplimentară finală a fluidului tehnologic prin răcire cu apă, situaţie recomandată pentru răciri la o temperatură situată mult sub temperatura mediului ambiant (apă freatică la temperaturi de 10...15°C).

Un dezavantaj legat de dependenţa răcirii cu aer de condiţiile atmosferice îl constituie necesitatea unei reglări foarte atente — în unele situaţii fiind necesară chiar recircularea de aer cald — pentru evitarea congelării produsului în ţevi.

Un alt dezavantaj al acestor aparate este constituit de efectul coroziunii atmosferice care obligă la utilizarea materialelor speciale pentru confecţionarea aripioarelor. Utilizarea cuprului a fost redusă în ultima vreme în favoarea aluminiului, mai rezistent la acţiunea SO_2 din aer.

Preţul unui răcitor cu aer este de 2—3 ori mai mare ca al unui răcitor propriu-zis cu apă, pentru aceeaşi capacitate termică, dar răcitorul cu apă prezintă ca valoare mai puţin de jumătate din costul instalaţiilor anexe necesare funcţionării lui.

Utilizarea răcitoarelor cu aer elimină necesitatea sistemului auxiliar care însoţeşte răcitoarele cu apă. Acest sistem cuprinde : instalaţia de tratare a apei, filtrele, turnurile de răcire, bazinele de decantare, separatoarele de produse, instalaţia de epurare, pompele de circulare a apei, conductele de alimentare şi evacuare a apei etc.

Sistemul de răcire cu aer necesită un spaţiu de amplasare mult mai restrîns decît sistemul de răcire cu apă. Răcitoarele cu aer pot fi plasate în imediata vecinătate a instalaţiilor tehnologice, eliminînd o mare parte din lungimea conductelor pentru transportul produsului şi complet pe cele pentru recircularea apei.

În afară de costul investiţiilor trebuie ţinut seamă de cheltuielile de întreţinere şi funcţionare, care sînt aproximativ de două ori mai reduse pentru răcitoarele cu aer decît pentru cele cu apă ; întreţinerea răcitoarelor cu aer este mai simplă şi mai comodă.

Un alt inconvenient pe care îl înlătură răcirea cu aer se referă la daunele pe care le provoacă apele evacuate, prin impurificarea zonelor de dejecţie. Cu volumul apelor evacuate şi severitatea condiţiilor sanitare, cresc şi cheltuielile legate de tratarea apelor reziduale ; în cazul răcirii cu aer asemenea probleme nu se pun.

Costul mai mare al răcitoarelor cu aer favorizează introducerea lor mai ales acolo unde perioada de amortizare a instalaţiei este lungă : în instalaţiile de mare capacitate cu termen de funcţionare lung.

De asemenea se remarcă un cost de exploatare mai redus pentru aparatele de mare capacitate. În tabela 1 se arată scăderea consumului energetic cu creşterea investiţiei [2].

În concluzie se desprinde net că răcitoarele cu aer tind să fie utilizate din ce în ce mai mult în industria chimică şi în rafinării, soluţia economică fiind unităţile de capacitate ridicată.

Tabela 1

Investiţia iniţială	100%	111%	128%
Consum energetic	100%	45%	33%

Partea principală a răcitoarelor cu aer o constituie elementul răcitor format din fasciculul de ţevi cu aripioare fixate după o distribuţie de triunghi între două cutii colectoare. Elementele răcitoare au întotdeauna o formă paralelipipedică indiferent de modul de amplasare.

Circulaţia forţată a aerului ambiant printre ţevile cu aripioare este asigurată de un ventilator axial amplasat într-un difuzor.

Elementul răcitor, ventilatorul axial şi difuzorul sînt fixate pe o construcţie metalică de susţinere prevăzută cu platformă de supraveghere şi scară de acces.

Fluidul tehnologic străbate elementul răcitor prin spaţiul tubular prin una sau mai multe treceri distribuite în plan orizontal sau vertical.

Schimbătoarele de căldură cu ţevi cu aripioare, în majoritatea cazurilor, sînt destinate pentru regimuri staţionare de transfer de căldură, ceea ce presupune că debitele fluidelor, precum şi temperaturile lor de intrare în aparat au o variaţie lentă în timp.

Circulaţia aerului se realizează prin aspirare (fig. 1 a) sau prin refulare (fig. 1 b), după cum ventilatoarele sînt amplasate deasupra sau dedesubtul fasciculelor de ţevi cu aripioare.

Majoritatea comparaţiilor făcute între aceste două tipuri constructive de răcitoare cu aer au fost în favoarea circulaţiei aerului prin aspirare. Totuşi, pe baze economice, atunci cînd se iau în consideraţie şi cheltuielile de exploatare, înclină spre circulaţia aerului prin refulare. Fiecare tip prezintă avantaje şi dezavantaje, importanţa maximă prezentînd-o cheltuielile totale : costul iniţial şi costul de exploatare.

Amplasarea ventilatorului sub elementul răcitor — aerul fiind suflat printre ţevile cu aripioare (circulaţie prin refulare) — conduce la economie de putere consumată, deoarece aerul ce trece prin ventilator este corespunzător parametrilor mediului ambiant şi deci debitul volumetric este mai mic, dar există pericolul recirculării aerului încălzit, ceea ce conduce la micşorarea intensităţii transferului termic.

Plasarea ventilatorului deasupra elementului răcitor — absorbirea aerului printre țevile cu aripioare (circulație prin aspirare) — conduce, dimpotrivă, la un consum mai mare de putere pentru acționare, deoarece aerul ce trece prin ventilator este cald și deci debitul volumetric este mai mare, dar evită recircularea aerului și permite utilizarea spațiului de sub răcitor pentru amplasarea altor utilaje, ceea ce în cazul lipsei de spațiu poate deveni important.

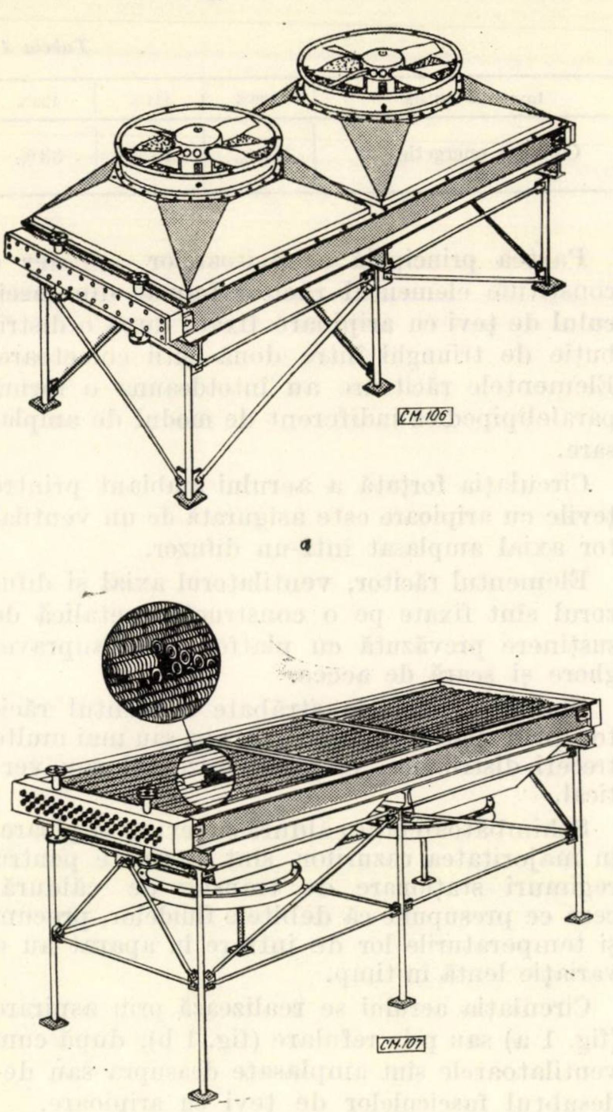


Fig. 1

Această soluție se preferă pentru răcitoarele care trebuie să realizeze o răcire mai adîncă a produsului.

Factorul reglare prezintă o importanță deosebită pentru cazurile cînd temperatura de ieșire a fluidului tehnologic răcit trebuie menținută între limite înguste.

Răcitoarele cu aer cu circulație a aerului prin aspirare trag aerul în mod uniform printre țevile fasciculului, în comparație cu curgerea neuniformă a aerului printre țevile fasciculului, creată de circulația aerului prin refulare, dar turbulența produsă de circulația prin refulare conduce la un coeficient de transfer termic mai mare pe partea aerului decît acela care poate fi realizat la circulația prin aspirare. De altfel distribuția neuniformă a aerului la răcitoarele cu aer cu circulație prin refulare se soldează în general cu un rezultat satisfăcător, cu excepția cazurilor cînd este necesară o reglare fină.

Dacă nu se folosesc jaluzele sau alte dispozitive de protecție, suprafețele superioare ale răcitoarelor cu aer cu circulație prin refulare nu sînt protejate. Ploile reci și repezi pot deranja buna funcționare, iar grindina poate avaria aripioarele. În unele cazuri surplusul de căldură radiată de soare poate constitui o problemă, elementul răcitor trebuind să fie protejat de soare sau să se prevadă o suprafață de transfer termic suplimentară. Construcția cu circulație prin aspirare rezolvă complet aceste probleme fără investiții suplimentare și ajută la menținerea unei reglări precise acolo unde este necesară.

La circulația aerului prin aspirare există însă dezavantaje serioase în amplasarea ventilatorului și uneori chiar a motorului de acționare în aerul de ieșire mai cald, pentru care trebuie să se specifice o limită superioară a temperaturii. Cheltuielile de întreținere mai mari din cauza temperaturii ridicate a aerului și amplasarea mai greu accesibilă pot să nu prezinte o importanță hotărîtoate; în cazul temperaturilor de ieșire a aerului foarte ridicate nu mai este posibilă proiectarea economică.

Un factor de mare importanță, privind exploatarea pentru toate tipurile constructive, este necesarul de putere pentru evacuarea aerului cald. În general necesarul de putere este cu 10% mai mare în cazul răcitoarelor cu circulalația aerului prin aspirație față de cele cu circulația aerului prin refulare, pe de o parte, din cauza temperaturii mai mari a aerului în dreptul ventilatorului, iar pe de altă parte, din cauza coeficientului de transfer termic mai mic pe partea aerului, care trebuie compensat printr-o viteză mai mare a aerului. Puterea necesară antrenării unui ventilator cu circulația aerului prin refulare este apreciată între 10 și 15 kW petru 10^6 kcal/h căldură evacuată.

Recircularea aerului cald este produsă de efectul vîntului și numai în anotimpul cald. Răcitorul cu aer cu circulație prin refulare este mai susceptibil să dea naștere la o recirculare a aerului, decît cel cu circulație prin aspirare, fenomen care se agravează însă la ambele tipuri în cazul obstacolelor mari în vecinătatea utilajului.

Tipul constructiv cu circulație prin refulare prezintă avantajul că permite intervenții la fascicolul de ţevi cu aripioare fără să se demonteze ventilatorul şi difuzorul.

În urma analizei caracteristicilor se optează pentru un sistem sau altul.

Tipul constructiv cu circulaţia aerului prin aspirare oferă : distribuţie mai bună a aerului printre ţevile cu aripioare ale bateriei de răcire ; adaptare mai bună la amplasarea mecanismelor ; loc liber dedesubtul utilajului ; reducerea apreciabilă a recirculării aerului cald, în special în cazul marilor unităţi de răcitoare cu aer ; efect mai bun al difuzorului, deosebit de important cînd ventilatoarele sînt oprite (circulaţie naturală a aerului) ; protecţie mai bună a fasciculului de ţevi cu aripioare contra intemperiilor ; posibilitatea unei reglări mai precise ; posibilitatea unei răciri mai adînci a produsului.

Totuşi se utilizează în exclusivitate tipul constructiv cu circulaţia aerului prin refulare în următoarele cazuri :

— dacă temperatura de evacuare a aerului depăşeşte 90°C (temperaturile limită de utilizare a mecanismelor sînt următoarele : lagăre 120°C, ventilatoare 150°C, mecanism de reglare a unghiului de reglare a paletelor 120—150°C, motorul electric de acţionare aproximativ 60°C) ;

— cînd un număr oarecare de răcitoare cu aer cu funcţii tehnologice diferite sînt combinate într-o singură unitate de răcire şi se cere controlul lor individual ;

— dacă se utilizează baterii de răcire formate din fascicule suprapuse ;

— dacă sînt probleme speciale de transport (gabarit) pentru utilaj.

În ce priveşte amplasarea fasciculelor de ţevi, se folosesc, în special, răcitoare cu aer cu fascicul de ţevi cu aripioare (elementul răcitor) aşezat orizontal. Dacă este necesar, răcitorul cu aer poate fi prevăzut cu mai multe elemente răcitoare suprapuse sau alăturate.

Elementele răcitoare orizontale sînt constructiv simple, se montează uşor şi au un preţ de cost redus, dar prezintă două dezavantaje importante :

— necesită o suprafaţă de amplasare mare, cel puţin egală cu suprafaţa fasciculului de ţevi cu aripioare ;

— în cazul aparatelor condensatoare nu permit scurgerea rapidă a condensului format la partea inferioară a ţevilor (orizontale), ceea ce conduce la micşorarea coeficientului de convecţie pe partea produsului şi la majorarea pierderii de presiune în spaţiul tubular.

Dezavantajul dispare în cazul cînd fluidul conţine procente ridicate de gaze necondensabile.

Pentru evitarea dezavantajelor menţionate la elementele răcitoare amplasate orizontal, în practica europeană a răcirii cu aer se utilizează frecvent răcitoare condensatoare cu fascicule cu ţevi înclinate concurente spre partea superioară. Vaporii sînt introduşi printr-un colector la partea superioară şi coboară prin elemente răcitoare aşezate înclinat, condensul format scurgîndu-se liber în colectoarele inferioare.

Concentrarea într-un spaţiu restrîns a răcitoarelor cu aer impune utilizarea elementelor răcitoare verticale amplasate după un contur poligonal închis (practic hexagonal sau octogonal).

Avantajul compactităţii aparatului este evident, organizarea circulaţiei aerului, însă este deficitară.

În instalaţiile din industria de prelucrare a ţiţeiului, petrochimie şi industria chimică, răcitoarele cu aer sînt utilizate în diferite scopuri.

Problema capacităţii instalaţiilor tehnologice se pune atît datorită necesităţii de încadrare într-un perimetru limitat, cît şi din unele considerente tehnologice şi economice, situaţie ce determină direct modul de amplasare a utilajelor componente, deci şi a răcitoarelor cu aer. Aparatele se amplasează : la sol ; pe estacadele instalaţiilor ; pe acoperişul halelor sau caselor de pompe ; direct pe utilajul tehnologic, sau pe construcţia de susţinere a acestuia.

La instalaţiile de distilare sub vid, pentru care se cer pierderi mici de presiune în condensatorul de reflux şi în conductele aferente, spre a micşora lungimea traseului, se amplasează condensatorul de reflux pe capul coloanei. În cazul condensatorului răcit cu apă este necesar să se ridice apa de răcire pînă la nivelul necesar prin pompare suplimentară, ceea ce conduce la un consum de energie sporită, pentru pompare ; dificultate înlăturată prin utilizarea unui condensator — răcitor cu aer. Soluţia este în special recomandabilă la instalaţiile de superfracţionare la care raţia de reflux atinge valori de 30—50.

Determinarea performanţelor răcitoarelor cu aer şi obţinerea unor relaţii generale de calcul pentru transmisia căldurii în aceste tipuri de aparate a făcut obiectul a numeroase lucrări apărute în literatura de specialitate în ultimii ani [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10].

Transmisia de căldură de la fluidul din interiorul tuburilor către aerul vehiculat în exteriorul lor impune obţinerea unui schimb de căldură de la tub la mediul exterior gazos, echivalent cu schimbul de la fluid la peretele interior al tubului.

Pentru realizarea acestui deziderat tuburile cu care se echipează răcitoarele cu aer sînt prevăzute cu aripioare la exterior pentru extinderea suprafeţei de răcire, capabilă să compenseze diferenţa dintre coeficienţii locali de transfer termic.

Acest sistem de rezolvare a problemei implică unele aspecte particulare :

— ca urmare a amplasării tubului cu aripioare într-un curent de aer, temperatura aripioarei va prezenta o scădere de la bază — unde are practic temperatura tubului — spre vîrf ;

— ca urmare, transmisia de căldură de la suprafaţa aripioarei către aer diferă cu poziţia punctului considerat ; se consideră, ca atare, o temperatură medie a aripioarei mai mică decît temperatura peretelui ţevii propriu-zise.

Transmisia de căldură de la suprafaţa exterioară a unei ţevi cu aripioare către aer poate fi exprimată prin relaţiile :

$$q_a = \alpha_a S_a \quad (t_a - t) \tag{1}$$

$$q_t = \alpha_a S_t \ (t_t - t) \tag{2}$$

în care :

q_a este cantitatea de căldură schimbată de aripioară, kcal/m ţeavă·h ;

q_t — cantitatea de căldură schimbată de suprafaţa rămasă liberă a ţevii cu aerul, kcal/m ţeavă·h ;

α_a — coeficient parţial de schimb de căldură considerat pentru ţeava lisă în condiţii identice de curgere sau pentru întreaga ţeavă cu aripioare, suprafaţa aripioarei fiind la temperatura suprafeţei ţevii, kcal/m²·h·grd ;

S_a — suprafaţa aripioarelor, m²/m ţeavă ;

S_t — suprafaţa laterală a ţevii între aripioare, m²/m ţeavă ;

t — temperatura aerului de răcire, °C ;

t_a — temperatura medie a aripioarei, °C ;

t_t — temperatura suprafeţei exterioare a ţevii, °C.

Considerînd temperatura aripioarei egală cu temperatura suprafeţei ţevii, cantitatea de căldură ce s-ar putea schimba ar fi :

$$Q'_a = \alpha_a \cdot S_a \quad (t_t - t), \ \text{kcal/m ţeavă·h}. \tag{3}$$

Se defineşte — eficacitatea aripioarei — raportul :

$$\varphi = \frac{Q_a}{Q'_a} = \frac{t_a - t}{t_t - t} \tag{4}$$

În urma cercetărilor efectuate [11] se determină dependenţa eficacităţii aripioarei de dimensiunile geometrice ale acesteia, de conductivitatea termică a materialului de construcţie şi coeficientul parţial de schimb de căldură ţeavă cu aripioare-aer.

Una dintre relaţiile propuse [12] şi care conduce la rezultate suficient de precise este :

$$\varphi = \frac{thX}{X} \tag{5}$$

$$X = 1{,}41 \ h_a \sqrt{\frac{\alpha_a}{\delta \cdot \lambda}} \tag{6}$$

$$h_a \simeq h\left(1 + 0{,}35 \ln \frac{D}{d}\right) \tag{7}$$

în care :

λ este conductivitatea termică a materialului din care este confecţionată aripioara, kcal/m·h·grd ;

h_a — înălţimea echivalentă a aripioarei, m ;

$h = \dfrac{D - d}{2}$ — înălţimea geometrică a aripioarei, m ;

D — diametrul exterior al aripioarei, m ;

d — diametrul aripioarei la baza sa, m ;

δ — grosimea aripioarei, m.

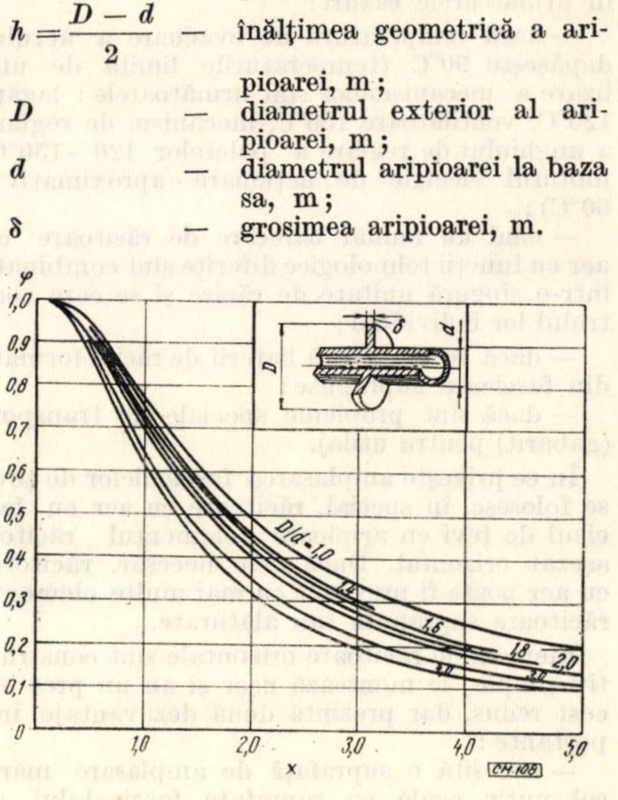


Fig. 2

Pentru un calcul simplificat se poate utiliza graficul din figura 2, recomandat de literatură [3].

Pentru calculul cantităţii totale de căldură transmisă de un metru de ţeavă cu aripioare se utilizează relaţiile (1), (2) şi (4) ;

$$q = q_a + q_t = (\alpha_a \cdot S_t + \varphi \cdot \alpha_a \cdot S_a) \ (t_t - t). \tag{8}$$

Se defineşte un coeficient parţial de schimb de căldură echivalent :

$$q = \alpha_e \cdot S \ (t_t - t) \tag{9}$$

în care:

$$S = S_a + S_t \qquad (10)$$

$$\alpha_e = \alpha_a \frac{S_t + \varphi S_a}{S}, \quad \text{kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{grd.} \qquad (11)$$

Ca urmare, coeficientul global de schimb de căldură pentru o ţeavă cu aripioare răcită cu aer poate fi definit prin relaţia:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_e} R_{me} + \frac{S}{S_i}\left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} + R_{mi}\right) \qquad (12)$$

în care:

K este coeficientul global de schimb de căldură, kcal/m$^2\cdot$h$\cdot$grd;

S_i — suprafaţa interioară a ţevii cu aripioare m^2/m ţeavă;

α_i — coeficientul parţial de schimb de căldură fluid-perete interior, kcal/m$_2$ $\cdot$h$\cdot$grd;

R_{me} — rezistenţa medie a murdăriei la exteriorul ţevii, m$^2\cdot$h$\cdot$grd/kcal;

R_{mi} — rezistenţa medie a murdăriei la interiorul ţevii, m$^2\cdot$h$\cdot$grd/kcal.

Din analiza relaţiei coeficientului global se remarcă factorii care conduc la îmbunătăţirea schimbului de căldură şi deci randamentul aparatului.

Elementul primordial este coeficientul parţial de schimb de căldură perete-aer α_a din componenţa coeficientului echivalent α_e.

Valoarea α_a depinde în primul rînd de viteza aerului şi, în general, de factorul Re. Distanţa dintre aripioare — cu influenţă pozitivă asupra valorii S_a (m^2/m ţeavă) — în cazul valorilor mici face să scadă α_a din cauza îngroşării stratului limită între două aripioare alăturate datorită interferării straturilor alăturate. Fenomenul este mai marcant la aripioarele cu înălţimi mici (2—3 mm).

Creşterea înălţimii aripioarei are efecte similare distanţei dintre ele: creşte S_a şi scade α_a. Creşterea suprafeţei însă este sensibil mai mare decît scăderea lui α_a. Trebuie observat că o dată cu creşterea înălţimii aripioarei se obţine o mărire a coeficientului α_a, dar nu şi o mărire corespunzătoare a lui α_e din cauza eficienţei aripioarei care scade cu raportul d/D.

Valoarea coeficientului de schimb de căldură este influenţată de numărul de rînduri de ţevi, scăzînd o dată cu creşterea acestui număr pe direcţie perpendiculară curgerii aerului pînă la rîndul 3—4 după care rămîne constantă [10]. Valoarea lui α_a poate fi determinată cu o precizie de circa 20% cu relaţia:

$$\text{Nu} = 0{,}1378\ \text{Re}^{0{,}178},\ \text{Pr}^{0{,}33}\ (\text{p/h})^{0{,}296} \qquad (13)$$

în care:

$\text{Nu} = \dfrac{\alpha_{a.d}}{\lambda_a}$ reprezintă criteriul lui Nusselt;

$\text{Re} = \dfrac{d\cdot G_{max}}{g\cdot\eta}$ — criteriul lui Reynolds;

$\text{Pr} = \dfrac{3600\, g\cdot Cp\cdot\eta}{\lambda_a}$ — criteriul lui Prandtl;

p — pasul aripioarelor, m;

h — înălţimea aripioarei, m;

λ_a — conductivitatea termică a aerului, kcal/m$\cdot$grd;

G_{max} — debitul gravimetric al aerului raportat la secţiunea minimă de curgere prin fascicul, kgf/m^2. h;

g — acceleraţia gravitaţională, m/s^2;

η — viscozitatea dinamică a aerului;

C_p — căldura specifică la presiune constantă a aerului, kcal/kgf$\cdot$grd.

Un alt element care influenţează schimbul de căldură este conductivitatea termică a materialului aripioarei care are influenţă pozitivă şi asupra eficacităţii aripioarei. Şi din acest motiv sînt preferate cuprul şi aluminiul ca materiale de confecţie a aripioarelor.

Un rol pozitiv îl are micşorarea grosimii aripioarei care conduce atît la mărirea coeficientului global, cît şi la mărirea eficienţei aripioarei. De asemenea, nu trebuie neglijată economia de metal realizată la aceeaşi suprafaţă de aripioare.

Factorul S_i (m^2/m ţeavă) — suprafaţa interoară a ţevii poate fi majorat prin nervurare (longitudinală) în situaţia vehiculării unui fluid cu viscozitate mai ridicată (fig. 3).

Coeficientul de schimb de căldură α_i la interiorul ţevilor poate fi majorat prin mărirea vitezei de circulaţie a lichidului în detrimentul pierderilor de presiune pe ansamblul răcitor prin asigurarea mai multor treceri prin baterie. Alegerea soluţiei trebuie făcută pe baza unei atente analize tehnico-economice a pierderilor de presiune care cresc cu pătratul vitezei de curgere, cum şi a aportului adus coeficientului global de transfer termic prin creşterea lui α_i.

Factorul R_{me}, rezistenţa murdăriei, este neglijabil datorită depunerilor mici la exteriorul ţevilor cu aripioare. Pentru micşorarea lui se procedează la curăţiri periodice prin jeturi de abur sau aer sub presiune.

Factorul R_{mi} depinde de caracteristicile mediului şi ale regimului de curgere la interiorul ţevilor. Alegerea vitezelor mari de curgere contribuie la autoeliminarea depunerilor. În cazul fluidelor cu depuneri mari, curăţarea chimică sau mecanică a interiorului ţevilor se impune periodic.

Răcitoarele cu aer sînt prevăzute în exclusivitate cu ţevi cu aripioare exterioare transversale. După forma lor aripioarele pot fi circulare, eliptice, pătrate sau dreptunghiulare. De asemenea, aripioarele pot fi individuale, aparţinînd unei singure ţevi, sau comune, pentru mai multe ţevi învecinate (cele de formă dreptunghiulară).

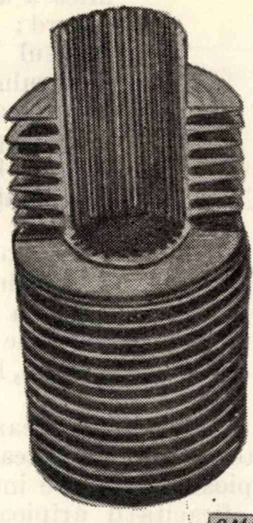


Fig. 3

După principiul tehnologic de fabricaţie se deosebesc aripioare aplicate (ştanţate individual şi înşirate pe ţeavă), înfăşurate (din bandă continuă aplicată pe ţeavă) şi laminate (formate prin laminare din peretele ţevii).

Ţevile utilizate pe scară largă sînt bimetalice : ţeavă de oţel carbon sau aliat şi aripioare din aluminiu, alamă sau cupru. Ţevile monometalice de oţel carbon sau aliat, aluminiu, alamă sau cupru au o utilizare mai restrînsă.

Ţevile au secţiunea transversală rotundă sau eliptică atunci cînd se urmăreşte reducerea pierderilor de presiune pe partea aerului.

Principalele tipuri de ţevi cu aripioare fabricate pînă în prezent în lume sînt prezentate în tabela 2, cu menţiunea că nu sînt epuizate toate soluţiile constructive practicate, fiind însă enumerate numai tipurile cu utilizarea cea mai frecventă (fig. 4: a — ţeava monometalică cu aripioare circulare laminate, b — ţeavă bimetalică cu aripioare circulare laminate, c — ţeavă cu aripioare circulare înfăşurate şi ştemuite).

Rezistenţa la ciclu termic a contactului ţeavă-aripioară influenţează în mod direct stabilitatea eficacităţii aripioarelor, deci păstrarea în exploatare a performanţelor termice ale bateriei răcitoare.

În acest scop în tabela 3 se recomandă domeniile de utilizare a ţevilor cu aripioare în funcţie de modul de realizare a contactului ţeavă-aripioară. Aceste valori sînt valabile pentru transfer termic de la fluidul din interiorul ţevilor cu aripioare către mediul răcitor exterior.

Din punctul de vedere al presiunii de lucru a produsului, răcitoarele cu aer pot lucra la orice presiune, în funcţie de ţeava aleasă.

Tabela 2

Felul aripioarelor după principiul tehnologic de fabricare	Felul ţevii	Forma aripioarelor	Modul de stabilire a contactului aripioară -ţeavă	Observaţii
Presate (1) (înşirate pe ţeavă)	rotundă (1)	*ştanţate* circulare (1) pătrate (3) dreptunghiulare (4)	metalizare (1)	Metalizarea se realizează prin scufundarea în baie de zinc topit a ţevii pe care au fost înşirate aripioarele. Aripioarele presate pot fi şi comune mai multor ţevi învecinate (cu excepţia celor circulare)
	eliptică (2)			
Înfăşurate (2)	rotundă (1)	circulare (1) *din bandă* : dreaptă (11)	ştemuire (2) sudare (3)	Stemuirea se realizează prin deformarea spre aripioară a marginilor canalului elicoidal săpat în carnea ţevii înainte de începerea înfăşurării ; canalul are o lăţime corespunzătoare grosimii aripioarei şi pasul identic cu pasul de înfăşurare. Sudarea este continuă şi unilaterală. Atît în cazul ştemuirii cît şi al sudării contactul este suficient de bun, nemaifiind necesară metalizarea (decît eventual din considerente de protecţie la coroziune).
		ondulată (12)	metalizare (1) (se execută şi o fixare prealabilă în puncte de sudură)	
		în formă de U (13) în formă de L (14)	metalizare (1)	
	eliptică (2)	eliptice (2) din bandă dreaptă	ştemuire (2) sudare (3)	
Laminate (3)	rotundă (1)	circulare (1)	unitar (4)	Laminarea se execută dintr-o ţeavă cu pereţi groşi ; contactul aripioară-ţeavă fiind perfect (unitar). Ţevile cu aripioare laminate sînt frecvent bimetalice, aripioarele fiind formate din materialul stratului exterior.
	eliptică (2)	eliptice (2)		

Pentru presiuni pînă la 40 kgf/cm² se pot utiliza țevi de fabricație curentă care urmează să fie prevăzute cu aripioare fie prin aplicare sau înfășurare, fie prin introducerea lor în țevi de aluminiu, din care urmează să se obțină aripioare laminate.

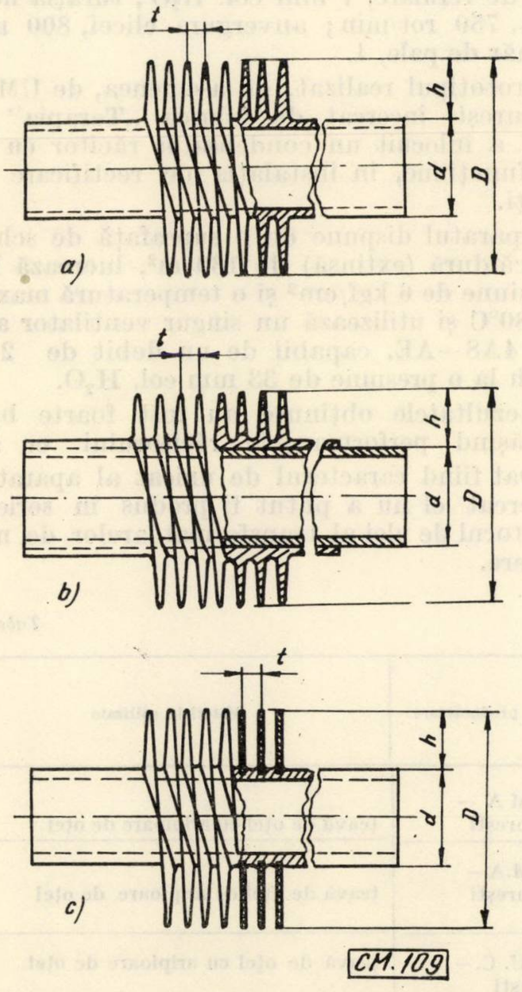


Fig. 4

Problema dificilă în domeniul presiunilor ridicate este problema camerelor terminale. Acestea – realizate sub formă paralelipipedică sau semicilindrică pentru presiuni pînă la 10–16 kgf/cm² devin colectoare cilindrice la presiuni mai mari.

Pentru presiuni înalte – 200–300 kgf/cm² se utilizează colectoare cilindrice pentru primul și ultimul rînd de țevi și coturi de întoarcere pentru celelalte, obținîndu-se astfel 3–5 treceri prin fascicul (fig. 5).

Raportul dintre înălțimea aripioarelor și diametrul țevii este obișnuit $h/d = 0{,}4 - 0{,}8$, întrucît în acest interval se asigură gabarite reduse ale utilajului și costuri reduse de fabricație.

Distanța dintre aripioare se alege întotdeauna mai mare ca 2 mm, pentru a se evita ca stratul limită să interfereze între două aripioare vecine. O asigurare împotriva unei curgeri laminare între două aripioare alăturate se mai obține și prin utilizarea unor aripioare cu decupări sau tăieturi radiale, destinate ruperii stratului limită. Raportul dintre înălțimea și pasul aripioarelor au valorile uzuale: $h/p = 3 - 5$.

Grosimea aripioarelor variază între 0,3–1,0 mm.

Tabela 3

Modul de realizare a contactului țeavă – aripioară	Temperatura maximă de lucru, °C.
Aripioare aplicate prin înșirare pe țeavă lisă sau înfășurare în spirală și metalizare (obișnuit zincare)	150
Aripioare înfășurate tensionat în spirală din bandă L sau U și metalizate (zincate)	150–270
Aripioare laminate; țevi bimetalice (oțel + aluminiu, oțel + alamă)	200–300
Aripioare implantate și ștemuite în canal spiral practicat în peretele țevii (oțel + + aluminiu, oțel + oțel, oțel + alamă)	360

Diametrele uzuale ale țevilor cu aripioare sînt indicate în tabela 4.

Tipurile de țevi cu aripioare produse în țară sînt prezentate în tabela 5.

După cum se poate remarca gama de țevi cu aripioare produse în țară este suficient de mare pentru a face față cerințelor industriei.

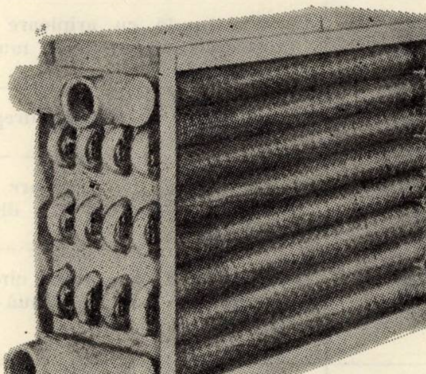


Fig. 5

Folosind țevi cu aripioare laminate elaborate după procedeul ICTCM s-au construit în anul 1967 două prototipuri de răcitoare industriale, care au fost montate în instalații și încercate la fabrica „Terapia" din Cluj și la Uzina „Electroputere" – Craiova. Ambele încercări au dat rezultate corespunzătoare, prototipurile fiind omologate.

Tabela 4

Dimensiuni principale pentru țevile rotunde cu aripioare circulare, mm

d	*D*	*p*	*h*
20	45	2,5	12,5
25	52(58)	2,5(3,5)	13,5(16,5)
32	60	3,0	14,5

Prototipul realizat pentru uzina ,,Electroputere'' — Craiova a avut ca scop înlocuirea aparatelor de acest tip importate, pentru echiparea transformatoarelor electrice de mare putere cu răcitoare de ulei (fig. 6).

Performanțele atinse de acest prototip realizat de UMUC—București cu țevi cu aripioare laminate, a dat rezultate foarte bune ($K = 50$ kcal/m^2 .h. grd) el fiind omologat și solicitat în continuare ca produs industrial. Ca urmare UMUC a fabricat în 1969 un număr important de astfel de aparate, iar în 1970 producția lor urmează să crească.

Caracteristicile acestui utilaj sînt : suprafața de schimb de căldură (extinsă) 190 m^2 ; număr de țevi cu aripioare, 108 ; număr de treceri prin aparat, 5 ; presiunea de regim în țevi, 1,1 kgf/cm^2 ; presiunea de probă, 2,5 kgf/cm^2 ; temperatura maximă, 100°C ; tip ventilator VA—00—AE ; număr de ventilatoare, 3 ; debitul de aer vehiculat, 3x10000 m^3/h ; presiunea de refulare, 7 mm col. H_2O ; turația nominală, 750 rot/min ; anvergura elicei, 800 mm ; număr de pale, 4.

Prototipul realizat, de asemenea, de UMUC-București încercat de fabrica ,,Terapia'' din Cluj a înlocuit un condensator răcitor cu apă în funcțiune, în instalația de rectificare solvenți.

Aparatul dispune de o suprafață de schimb de căldură (extinsă) de 130 m^2, lucrează la o presiune de 6 kgf/cm^2 și o temperatură maximă de 80°C și utilizează un singur ventilator axial tip 4A8—AE, capabil de un debit de 2 400 m^3/h la o presiune de 33 mm col. H_2O.

Rezultatele obținute au fost foarte bune, depășind performanțele răcitorului cu apă.

Dat fiind caracterul de unicat al aparatului încercat el nu a putut fi produs în serie ca răcitorul de ulei al transformatoarelor de mare putere.

Tabela 5

Nr. ord.	Tipul țevii		Uzina producătoare	Materiale utilizate
	Clasificare conform tabelei 2	Descriere		
1	1.1.1.1.	țeavă rotundă cu aripioare circulare, metalizată	I C M A — București	țeavă de oțel cu aripioare de oțel
2	1.1.4.1.	țeavă rotundă cu aripioare dreptunghiulare comune mai multor țevi (2,4), metalizată	I.C.M.A— București	țeavă de oțel cu aripioare de oțel
3	1.2.4.1.	țeavă eliptică cu aripioare dreptunghiulare, metalizată	Uz. U. C.— Ploiești	țeavă de oțel cu aripioare de oțel
4	2.1.11.2.	țeavă rotundă cu aripioare circulare înfășurate și ștemuite din bandă continuă	Uzina ,,Grivița roșie''-București	țeavă de oțel, alamă sau cupru cu aripioare de aluminiu
5	2.1.12.1.	țeavă rotundă cu aripioare circulare înfășurate din bandă continuă ondulată, metalizată	I C M A— București Uz. ,,Grivița roșie'' — București	țeavă de oțel cu aripioare de oțel
6	2.1.13.1.	țeavă rotundă cu aripioare circulare din bandă continuă în formă de U, metalizată	U C M — Reșița	țeavă din alamă cu aripioare de alamă
7	3.1.1.4.	țeavă rotundă cu aripioare circulare laminate	I C T C M — București U M U C— București	țeavă de aluminiu cu aripioare de aluminiu țeavă de cupru cu aripioare de cupru țeavă bimetalică oțel-aluminiu cu aripioare de aluminiu
8	3.2.2.4.	țeavă eliptică cu aripioare eliptice laminate	I C T C M— București	țeavă de aluminiu cu aripioare de aluminiu țeavă de cupru cu aripioare de cupru țeavă bimetalică oțel-aluminiu cu aripioare de aluminiu

Ambele prototipuri au fost realizate cu țevi cu aripioare laminate — ICTCM — avînd următoarele caracteristici: țeavă bimetalică OLT 35 + Al 99,5; dimensiuni țeavă interioară — ⌀19x1,5 mm; diametrul exterior al aripioarei — 40,5 mm; grosimea medie a aripioarei 0,7 mm; pasul aripioarelor 3,5 mm. Pe baza rezultatelor obținute în urma încercărilor efectuate cu caracter experimental și în instalații industriale, se va putea trece la realizarea răcitoarelor cu aer ca produse de fabricație curentă. Ele vor înlocui succesiv un număr mare de astfel de aparate importate, și vor putea, în anumite situații, înlocui răcitoarele cu apă, îmbunătățind astfel balanța gospodăriilor de apă din întreprinderi.

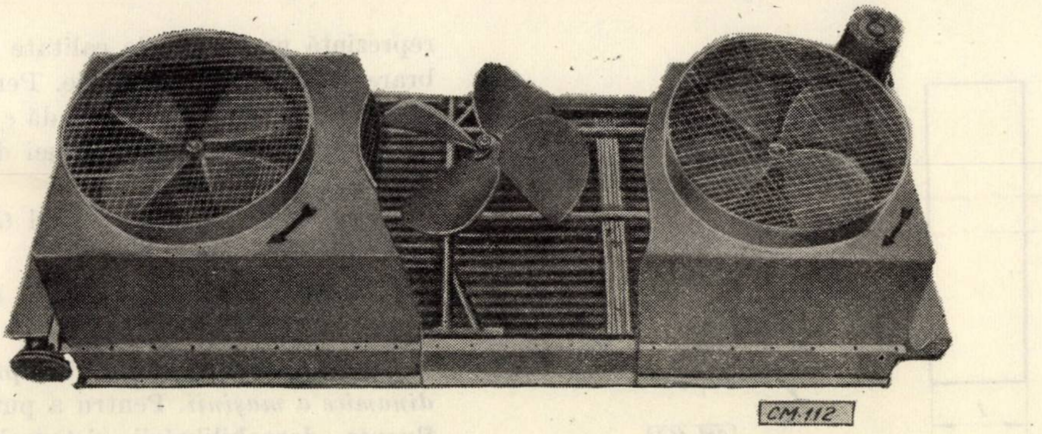


Fig. 6

BIBLIOGRAFIE

[1] A.I. Ch.E. Symposion on Air Cooled Heat Exchangers, Cincinnati, dec. 1958.

[2] *Smith, E. C.* În : Chemical Engineering, vol. 65.

[3] *Perry, J.* Chemical Engineering Handbook, New York, Mc Graw-Hill, 1963.

[4] *Kern, D. Q.* Process Heat Transfer, New York, Mc Graw-Hill, 1950.

[5] *Kays, W. M.* și *London, A. L.* Compact Heat Exchangers, New York Mc Graw-Hill, 1964.

[6] *Briggs, D. E.* și *Young, E. H.* Chemical Engineer Progress. Symposium Series Heat Transfer, Houston, 1963.

[7] * * * V. D. I. Wärmeatlas, Düsseldorf, V.D.I. Verlag, 1963.

[8] *Kern, D. Q.* Publicație „Integron".

[9] *Bauer, H.* In : Chemie Ingineur Technik, vol. 35, nr. 5, 1961.

[10] *Bauer, H.* In : Chemie Ingineur Technik, vol. 33, Nr. 6, 1961.

[11] *Rich, D. G.* Third International Heat Transfer Conference, vol. III, Chicago, 1966.

[12] *Schmidt, Th.* E. In : Kältetechnik, vol. 18, nr. 4, 1966.

[13] *Todd, F. Jerry.* In : Petroleum Rafiner, vol. 38, nr. 4, 1959.

CZ 621.941

Influența forței centrifuge asupra preciziei de prelucrare la strunjire

Dr. ing. Petre DODOC — Institutul Politehnic-București

Noțiunea de dezechilibrare. Neomogenitatea materialului, greșelile de turnare, imprecizia prelucrării, imprecizia fixării piesei, forma constructivă excentrică a piesei sau a altor elemente ce constituie sistemul rotitor piesă — dispozitiv de prindere a piesei — ax principal — rulmenți etc. au ca efect necoincidența axei de rotație cu axa centrelor de greutate.

Dacă cele două axe menționate sînt paralele la distanța e_s (fig. 1), sistemul este static dezechilibrat; dacă axele sînt înclinate una față de alta, sistemul este dinamic dezechilibrat (fig. 2). Primul caz se consideră cînd raportul dintre lungimea și diametrul unui cilindru în rotație este $l/d < 1/6$ [1]. Dacă se notează cu G_t — greutatea totală a sistemului în rotație, S — centrul de greutate, e_s — depărtarea centrului S față de axa de rotație, $m = G_t/g$ — masa sistemului în rotație și g — accelerația gravitațională, în timpul rotației sistemului mentionat ia naştere o forţă centrifugă dată de expresia:

$$P_F = m\,e_s\,\Omega^2 = \frac{G_t}{g}\,e_s\,\Omega^2. \quad (1)$$

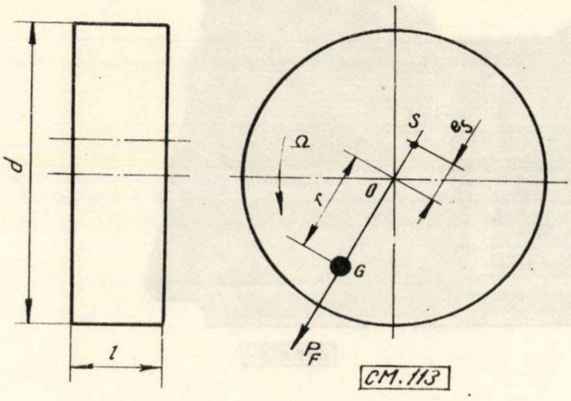


Fig. 1

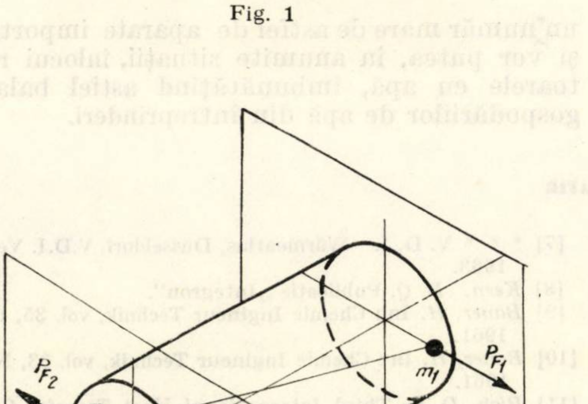


Fig. 2

Această forţă este echivalentă cu cea provocată de o greutate suplimentară G aşezată la distanţa r faţă de axa de rotaţie (fig. 1):

$$P_F = Gr\,\frac{\Omega^2}{g} = U\,\frac{\Omega^2}{g}\,. \quad (2)$$

Produsul $Gr = U$, gfcm, se numeşte dezechilibrare statică. Acest produs este independent de turaţie şi reprezintă o mărime dirijată radial.

Raportul:

$$\frac{U}{G_t} = \frac{Gr}{G_t} = e_s,\ \text{gfmm/kgf},$$

reprezintă un indice de calitate privind echilibrarea sistemului în rotaţie. Pentru strunjirea de înaltă precizie se recomandă $e_s < 5$ gfmm/kgf (1 gfmm/kgf corespunde unei deplasări a axei de rotaţie cu 1 μm).

În cazul figurii 2, produsul Grl se numeşte dezechilibrare dinamică.

Cînd $l/d < 1/6$, produsul Grl poate fi considerat identic cu $Gr = U$.

Influenţa dezechilibrării asupra comportării dinamice a maşinii. Pentru a putea cerceta influenţa dezechilibrării sistemului în rotaţie asupra comportării dinamice a strungului, respectiv asupra preciziei de prelucrare, s-a construit un universal „ideal" (fig. 3c) a cărui dezechilibrare reziduală a fost de circa 3,33 gfmm/kgf.

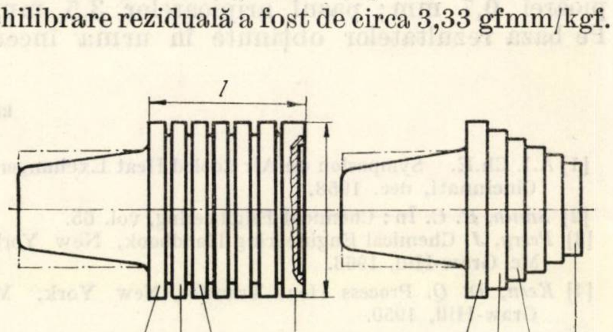


Fig. 3

Prin deşurubarea unor bucşe de greutăţi prestabilite G_1, G_2, G_3, G_4, concentrice şi aşezate la distanţa $r = 100$ mm faţă de axa de rotaţie (detaliul A, fig. 3c), s-au obţinut dezechilibrările $U_1 = G_1r$, $U_2 = G_2r$, $U_3 = G_3r$ şi $U_4 = G_4r$. În timpul rotaţiei sistemului iau naştere forţele centrifuge $P_{F_1} - P_{F_4}$, proporţionale cu dezechilibrările menţionate.

Se ştie [10], [11] că la excitaţia prin dezechilibru a sistemului piesă-dispozitiv de prindere a piesei – maşină-unealtă iau naştere atît o vibraţie întreţinută de frecvenţă $f = n/60$ Hz şi de amplitudine A_n, cît şi vibraţii proprii întreţinute de diferite amplitudini A_{Ei} şi frecvenţe f_{Ei} (fig. 4).

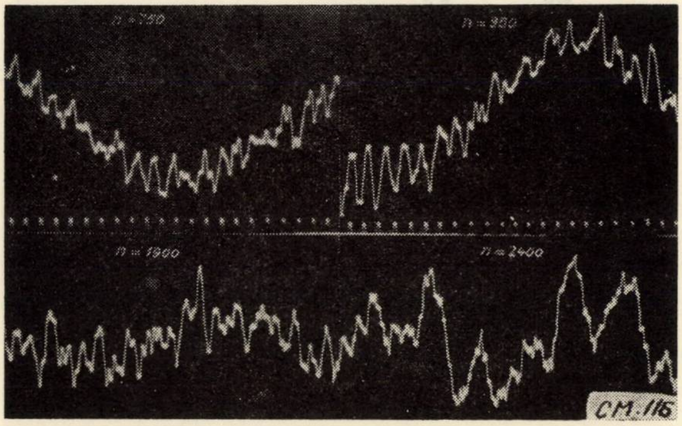


Fig. 4

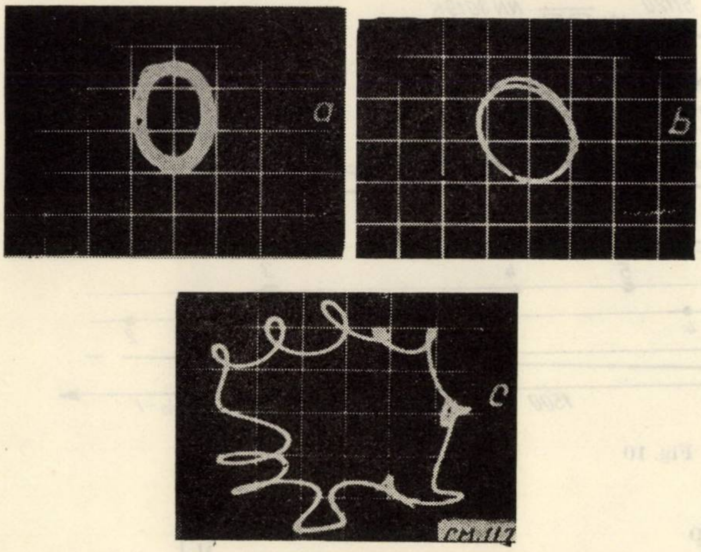


Fig. 5

În timp ce prima vibraţie provoacă o deplasare a axei de rotaţie pe o traiectorie circulară, eliptică sau de altă formă – după cum sistemul este izotrop sau anizotrop din punct de vedere dinamic (fig. 5a) – vibraţiile în frecvenţele proprii pot provoca traiectorii circulare, eliptice, spirale sau translatorice ale axei de rotaţie a piesei (fig. 5b).

Din combinarea acestor mişcări rezultă traiectorii ciclice (fig. 5c), traiectorii care, transmiţîndu-se la suprafaţa piesei în procesul de aşchiere, determină în mod hotărîtor mărimile şi formele greşelilor de prelucrare ale piesei [10], [12], [13].

Figura 6 arată influenţa dezechilibrării U asupra traiectoriei axei de rotaţie a unei piese cilindrice (fig. 3a şi 3b) fixată în alezajul conic al universalului ideal reprezentat în figura 3c, traiectorie determinată de vibraţia întreţinută $f_n = n/60$ Hz, A_n. Funcţia $A_n = f(U)$ este reprezentată grafic în figura 7.

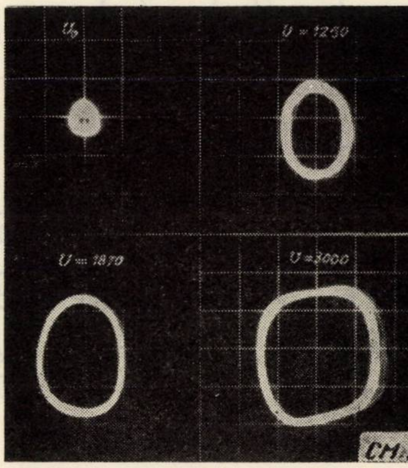


Fig. 6

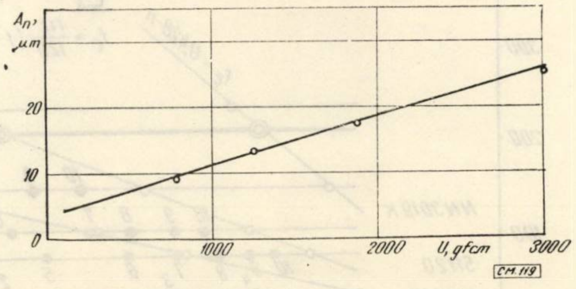


Fig. 7

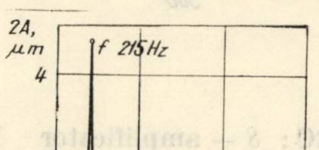


Fig. 8

Figura 8 reprezintă curba de rezonanţă a sistemului în rotaţie, obţinută cu instalaţia reprezentată în figura 9 (*1* – piesă ; *2* – universal ideal; *3* — traductor capacitiv (valoarea diviziunii 0,05 μm); *4* — oscilator DISA tip 51 C 01; *5* — amplificator DISA tip 51 B 02; *6* — oscilograf catodic DISA tip 51 B 00; *7* —

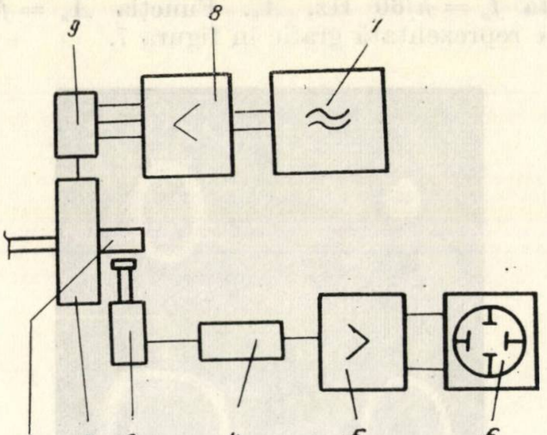


Fig. 9

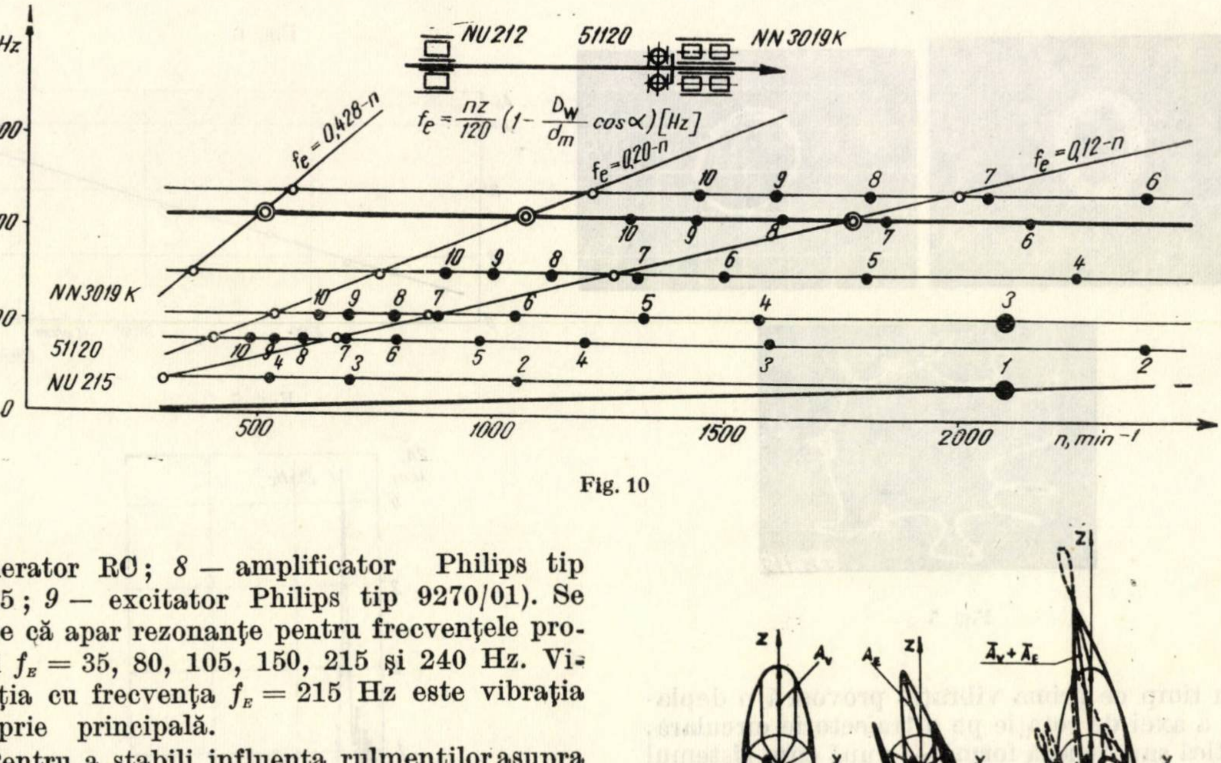


Fig. 10

generator RC; *8* — amplificator Philips tip 5535; *9* — excitator Philips tip 9270/01). Se vede că apar rezonanțe pentru frecvențele proprii $f_E = 35$, 80, 105, 150, 215 și 240 Hz. Vibrația cu frecvența $f_E = 215$ Hz este vibrația proprie principală.

Pentru a stabili influența rulmenților asupra traiectoriei axei de rotație a piesei, s-au calculat frecvențele de excitație ale acestora și s-au reprezentat grafic în figura 10.

Cînd frecvența de excitație a oricărui lagăr devine egală cu oricare din frecvențele proprii, iau naștere rezonanțe, adică amplitudinile vibrațiilor respective iau valori maxime. Din figura 10 rezultă că în domeniul de turații considerat există un număr de 14 poziții de rezonanță — dacă turația ar fi variată continuu.

Este de așteptat ca pentru egalitatea frecvențelor de excitație ale rulmenților cu frecvența vibrației proprii principale ($f_E = 215$ Hz) amplitudinile de rezonanță să fie cele mai mari.

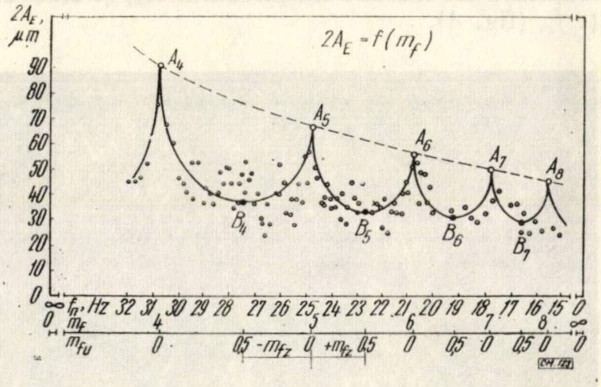


Fig. 11

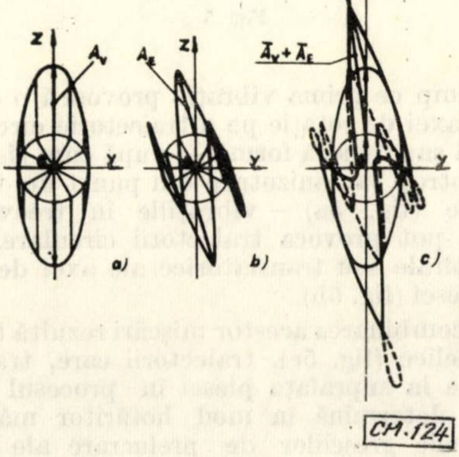


Fig. 12

În consecinţă, pentru turaţiile corespunzătoare acestor poziţii de rezonanţă ($n = 800$, 1 065 şi 1 770 rot/min) se vor obţine erori de prelucrare maxime.

După cum s-a stabilit experimental [10], [11], [14], apar rezonanţe şi pentru toate valorile întregi ale raportului dintre fiecare frecvenţă proprie şi frecvenţa de rotaţie (fig. 11). Cu cît raportul frecvenţelor $m_f = f_E/f_n$ este mai mic, cu atît erorile de prelucrare vor fi mai mari şi cu atît durata de funcţionare normală a maşinii şi a sculei va fi mai mică. Mai mult, în figura 10 se vede că este posibilă chiar o suprapunere a mai multor poziţii de rezonanţă de diferite ordine şi de diferite frecvenţe. De exemplu, pentru turaţia $n = 2\,100$ rot/min, sistemul piesă — dispozitiv de prindere a piesei — maşină-unealtă vibrează în rezonanţă principală (de ordinul 1) pentru frecvenţa $f_E = 35$ Hz şi în rezonanţă de ordinul 3 pentru frecvenţa $f_E = 105$ Hz. După cum se ştie [10], [11], prima vibraţie determină o traiectorie eliptică a axei de rotaţie a piesei (fig. 12a), pe cînd a doua, o traiectorie circular-translatorică cu patru maxime (fig. 12 b). Rezultanta acestor mişcări vibratorii se vede în figura 12c. Figura 13 arată traiectoria axei de rotaţie pentru $n = 2\,100$ rot/min, la două valori ale dezechilibrării. Se vede că dezechilibrarea nu influenţează forma traiectoriei, ci numai mărimile amplitudinilor.

În afară poziţiilor la care apare fenomenul de rezonanţă multiplă, traiectoria axei de rotaţie a piesei este determinată (fig. 5c) de vibraţia proprie principală ($f_E = 215$ Hz).

Influenţa forţei centrifuge asupra drumului relativ dintre piesă şi sculă. Figura 14 arată traiectoria axei de rotaţie şi conturul corespunzător al unei piese strunjite la raportul frecvenţelor $m_f = \frac{f_E}{f_n} = 4{,}25 = \frac{17}{4} = \frac{Z}{N}$ [15]. Se observă că distanţa (depărtarea) unui punct S al conturului piesei faţă de un plan de referinţă oarecare E se modifică la fiecare rotaţie. De-abia după N rotaţii punctul S revine în poziţia iniţială, adică are aceeaşi depărtare h faţă de planul E.

Din figură se vede că numai drumul relativ dintre piesă şi sculă :

$$Hy = h_3 - h_1 = h_{max} - h_{min} \tag{3}$$

determină rugozitatea de vibraţii şi că valoarea maximă a acestuia este :

$$Hy_{max} = 2\ A_E .$$

Prin urmare, drumul relativ dintre piesă şi sculă reprezintă o măsură a rugozităţii de vibraţii.

Pentru determinarea experimentală a drumului relativ Hy dintre piesă şi sculă se porneşte de la observaţia că numai vibraţia proprie prin-

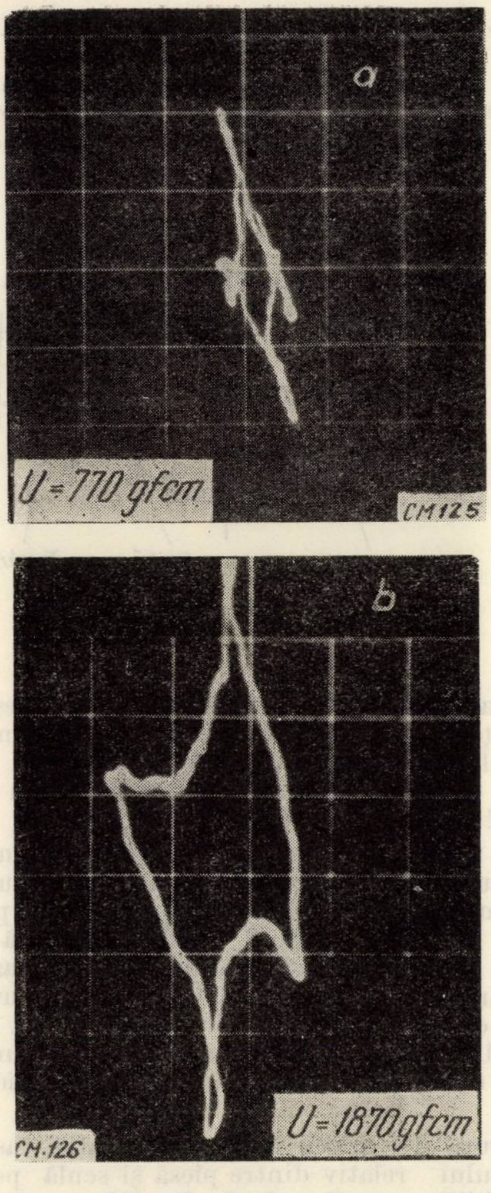


Fig. 13

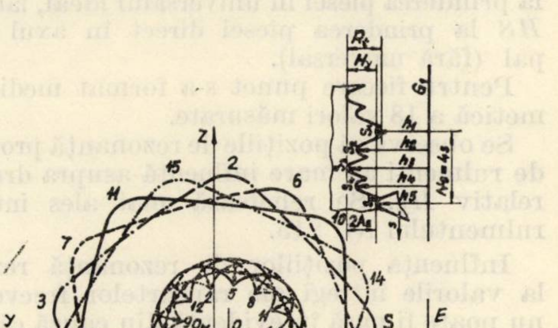
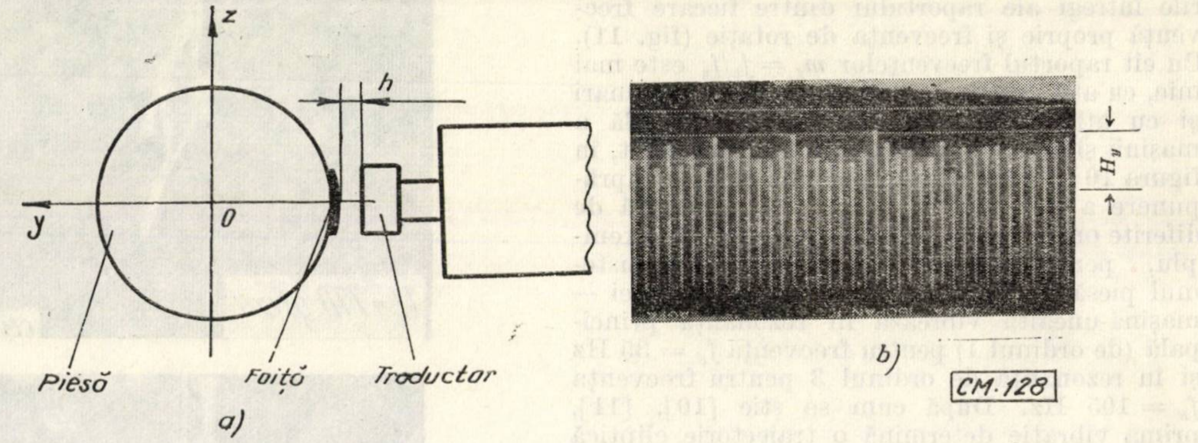


Fig. 14

cipală determină acest drum (fig. 14). Excluderea influenţei vibraţiei întreţinute, de frecvenţă $f_n = n/60$ Hz şi de amplitudine A_n, se poate obţine uşor dacă de-a lungul generatoarei piesă-probă (a unui dorn sau direct pe generatoarea axului principal) se lipeşte o plăcuţă din tablă de cupru (0,1 x 5 x 15 mm), iar planul E se materializează de exemplu printr-un traductor capacitiv conectat la un oscilograf catodic (fig. 15 a).



a) b)

Fig. 15

La fiecare rotaţie a piesei se va obţine pe ecranul oscilografului un impuls de o anumită mărime, adică se obţine direct depărtarea punctului S faţă de planul considerat. Dacă prin faţa ecranului oscilografului se deplasează cu o anumită viteză un film, se obţine un număr mare de impulsuri de diferite mărimi (fig. 15b). Din diferenţa înălţimilor acestor impulsuri rezultă drumul relativ maxim Hy dintre piesă şi culă.

Figura 16 arată influenţa turaţiei asupra drumului relativ dintre piesă şi sculă pentru dezechilibrarea $U = 0$. Curba EF s-a obţinut la prinderea piesei în universalul ideal, iar curba HS la prinderea piesei direct în axul principal (fără universal).

Pentru fiecare punct s-a format media aritmetică a 18 valori măsurate.

Se observă că poziţiile de rezonanţă provocate de rulmenţi au mare influenţă asupra drumului relativ Hy. Se reliefează mai ales influenţa rulmentului NU 215.

Influenţa poziţiilor de rezonanţă rezultate la valorile întregi ale rapoartelor frecvenţelor nu poate fi pusă în evidenţă din cauză că, după cum s-a văzut (fig. 12 şi 13), traiectoriile axei de rotaţie sînt orientate în direcţia Oz şi deci Hy se micşorează sau devine nul.

Prin măsurarea drumului relativ dintre piesă şi sculă se pot, aşadar, obţine indicaţii relativ exacte despre mărimea rugozităţii de vibraţii, dar nu se poate afla aproape nimic nici despre mărimile celorlalte greşeli de prelucrare (abateri de formă, de diametru şi de poziţie), nici despre comportarea dinamică a maşinii, comportare care este hotărîtoare pentru durata de funcţionare normală a maşinii şi sculei. Din acest motiv s-a trecut mai departe la determinarea directă a erorilor de prelucrare obţinute la probe prelucrate.

Influenţa forţei centrifuge asupra erorilor de prelucrare. Deoarece în cadrul experienţelor ce urmează se urmăreşte şi determinarea influenţei turaţiei asupra preciziei de prelucrare, au fost mai întîi efectuate cercetări pentru găsirea condiţiilor de prelucrare în care viteza de aşchiere nu are influenţă asupra rugozităţii. Stabilirea rapidă a acestor condiţii a fost favorizată de experienţele efectuate deja de Dchang [16]. Astfel, s-a găsit că, pentru perechea de materiale Am 58 — diamant, influenţa vitezei de aşchiere asupra rugozităţii este extrem de mică. Rezultatele obţinute la probe cu şi fără variaţia vitezei au fost identice.

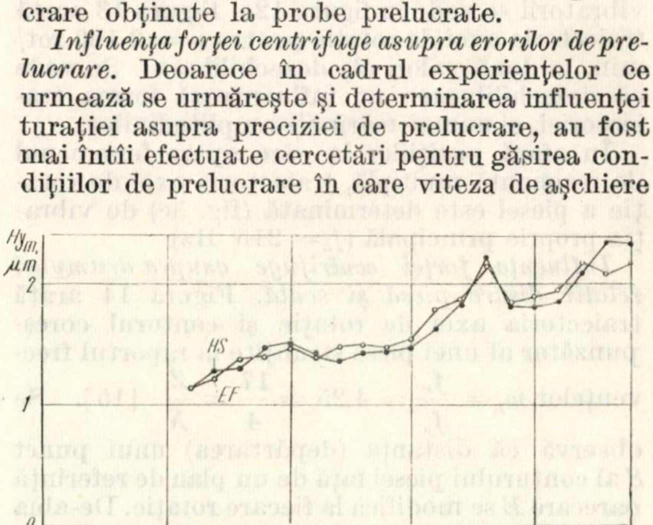


Fig. 16

În ceea ce priveşte forma şi dimensiunile piesei (fig. 3a, b), s-a ţinut seamă de cercetările statistice cu privire la frecvenţa de apariţie a pieselor de diferite forme şi dimensiuni [17], [18], cercetări care au stabilit că 95 % din timpul de prelucrare a pieselor prinse în universal corespunde pieselor cu raportul $l/d = 0{,}5 \ldots 1{,}5$.

Ca sculă a servit un cuţit din diamant ($r = 0{,}1$ mm, $\varkappa = 45°$ şi $\varepsilon = 90°$) pentru a elimina influenţa uzurii şi a materialului sculei asupra preciziei de prelucrare. În timpul experienţelor cuţitul a avut aceeaşi poziţie faţă de piesă.

Avansul a fost ales astfel încît influenţa sa asupra rugozităţii să fie mică în raport cu influenţa vibraţiilor.

La stabilirea adîncimii de aşchiere s-a ţinut seamă ca aceasta să fie mult mai mare decît cea corespunzătoare grosimii minime a aşchiei, a_{min}, grosime de la care aşchierea nu mai este posibilă [19]. Experimental s-a stabilit că pentru $s = 0{,}025$ mm/rot, $t = 0{,}1$ mm, $v = 470$ m/min şi $A_{m\,58}$/diamant, nu apar alunecările caracteristice aşchierii la atingerea grosimii minime a aşchiei.

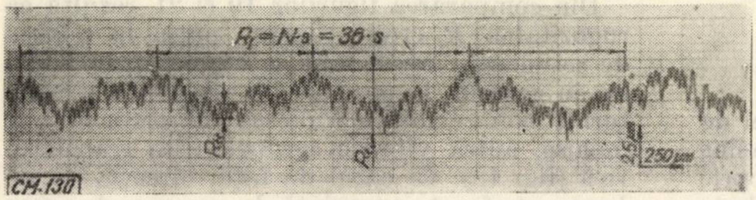


Fig. 17

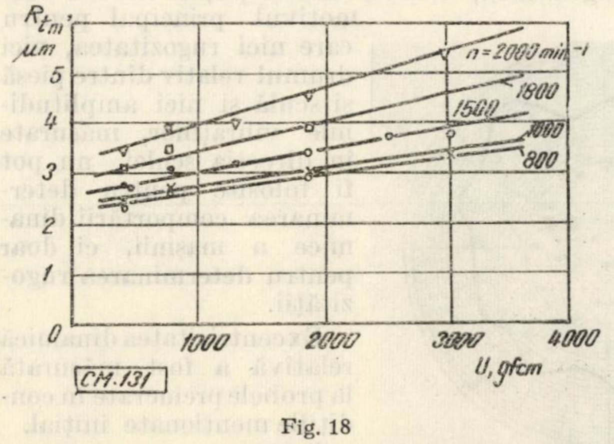


Fig. 18

Pentru eliminarea influenţei căldurii asupra preciziei de prelucrare, probele au fost strunjite după ce axul principal s-a rotit 200 min la turaţia $n = 1\,500$ min^{-1} (temperatura de regim).

Pentru determinarea rugoprofilului s-a folosit un rugometru PERTH—O—METER tip universal (forţa de palpare = 0,08 gf; vîrful palpator din diamant cu raza la vîrf $r = 10$ µm).

Piesa a fost palpată cu un sistem semirigid, pentru a putea obţine o lungime minimă a piesei. Pentru valorificarea rugoprofilului s-a folosit o lungime de referinţă $l_B = 2{,}5$ mm, aleasă reprezentativ dintr-o lungime de palpare $l = 5$ mm [15]. În diagramele care urmează R_t reprezintă rugozitatea totală (provocată atît de vibraţii, cît şi de parametrii geometrici şi tehnologici) (fig. 17).

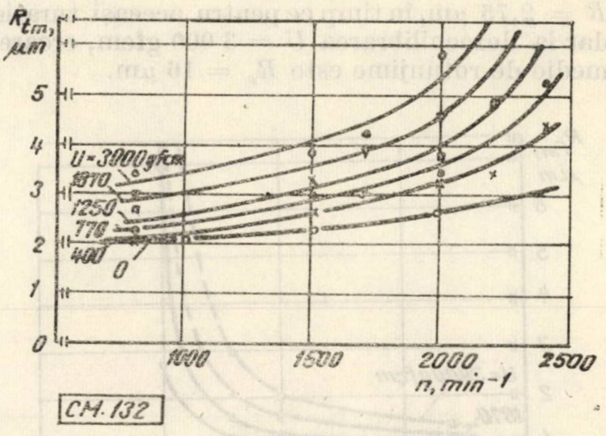


Fig. 19

Figura 18 arată influenţa dezechilibrării dinamice U asupra rugozităţii R_t a suprafeţei prelucrate la diferite turaţii ale axului principal al strungului.

Influenţa turaţiei asupra rugozităţii este redată în figura 19. Din cele două diagrame rezultă că rugozitatea creşte liniar cu dezechilibrarea şi cu puterea a treia a turaţiei (în cazul că prelucrarea are loc în afara poziţiilor de rezonanţă).

În aceleaşi condiţii a fost obţinută eroarea de rotunjime în funcţie de dezechilibrare şi turaţie.

Pentru înregistrarea conturului piesei s-a folosit un aparat Perthen—Hommel.

În scopul eliminării influenţei palpatorului asupra erorii de rotunjime s-a ales pentru palpare o bilă cu diametrul $d = 2$ mm.

Dependenţa dintre dezechilibrarea U şi eroarea de rotunjime R_F este reprezentată în figura 20. Se observă că această dependenţă este tot o funcţie liniară.

Figura 21 arată influenţa turaţiei asupra erorii de rotunjime. Se observă că la turaţii $n > 1\,800$ min^{-1} această eroare ia valori maxime. La turaţia $n = 2\,000$ min^{-1} şi dezechilibrarea $U = 770$ gfcm, eroarea de rotunjime este

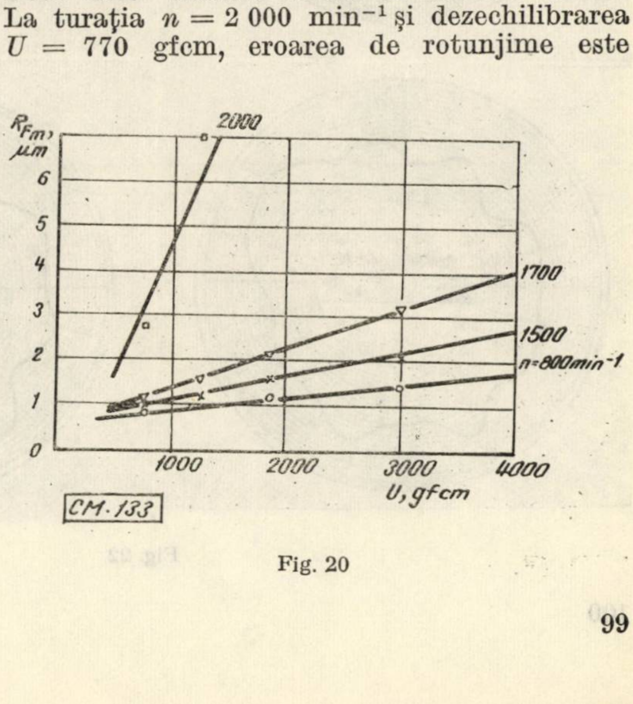


Fig. 20

$R = 2{,}75$ μm, în timp ce pentru aceeaşi turaţie, dar la dezechilibrarea $U = 3\,000$ gfcm, eroarea medie de rotunjime este $R_F = 16$ μm.

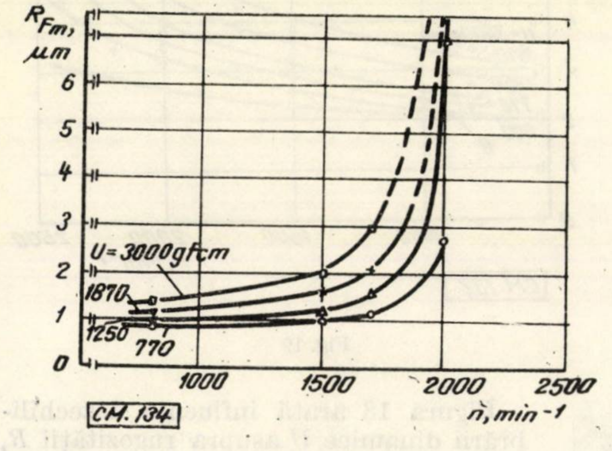


Fig. 21

Pentru $n < 1\,800$ min^{-1} traiectoriile axei de rotaţie a piesei şi contururile corespunzătoare sînt determinate în mod hotărîtor de vibraţia proprie principală ($f_E = 215$ Hz). Figura 22 dovedeşte că dezechilibrarea U provoacă numai o mărire a erorii de rotunjime; ea nu influenţează conturul piesei, contur care, aşa cum s-a spus, în afara zonelor de rezonanţă este determinat de raportul frecvenţelor $m_f = f_E/f_n$ (în fig. 22 numărul maximelor de pe conturul piesei este $m_f = f_E/f_n = 215/25 = 8{,}6$). În zona de rezonanţă, conturul piesei se modifică extrem de rapid, numărul maximelor fiind determinat de raportul dintre frecvenţa de rezonanţă şi frecvenţa de rotaţie. Din figura 23 rezultă că sistemul intră mai întîi în rezonanţă de ordinul 3 pentru frecvenţa $f = 105$ Hz (fig. 23b) şi apoi în rezonanţă principală (de ordinul 1) pentru frecvenţa $f_E = 35$ Hz (fig. 23c). Acest lucru se poate verifica uşor dacă se construiesc contururile corespunzătoare traiectoriilor din figurile 12a şi 12b. Figura 24 arată, prin comparaţie cu figura 23b, influenţa dezechilibrării asupra erorii de rotunjime.

Din compararea figurilor 19 şi 21 rezultă că rugozitatea R_t creşte foarte puţin la poziţia de rezonanţă. Acest fapt se explică prin aceea că, în general, la poziţiile de rezonanţă, traiectoriile axei de rotaţie a piesei sînt curbe stabile închise, adică vibraţia proprie este translatorică (fig. 12). În cazul de faţă, direcţia de vibrare este foarte apropiată de axa oz şi de aceea drumul relativ dintre piesă şi sculă, şi deci rugozitatea, variază foarte puţin. Acesta este motivul principal pentru care nici rugozitatea, nici drumul relativ dintre piesă şi sculă şi nici amplitudinile vibraţiilor, măsurate în direcţia sculei, nu pot fi folosite pentru determinarea comportării dinamice a maşinii, ci doar pentru determinarea rugozităţii.

Excentricitatea dinamică relativă a fost măsurată la probele prelucrate în condiţiile menţionate iniţial.

În figura 25 este reprezentată excentricitatea dinamică relativă e^* în dependenţă de dezechilibrarea sistemului U. Pentru dezechilibrarea $U = 0$ s-a considerat excentricitatea $e^* = 0$.

Ca şi figura 22, figura 26 dovedeşte că dezechilibrarea dinamică nu modifică conturul piesei; ea provoacă însă o deplasare direct proporţională, transversală, a contururilor obţinute la prelucrarea suprafeţelor a_0, a_1 a_2 ... (fig. 3a şi 3b). În felul acesta, între suprafeţele menţio-

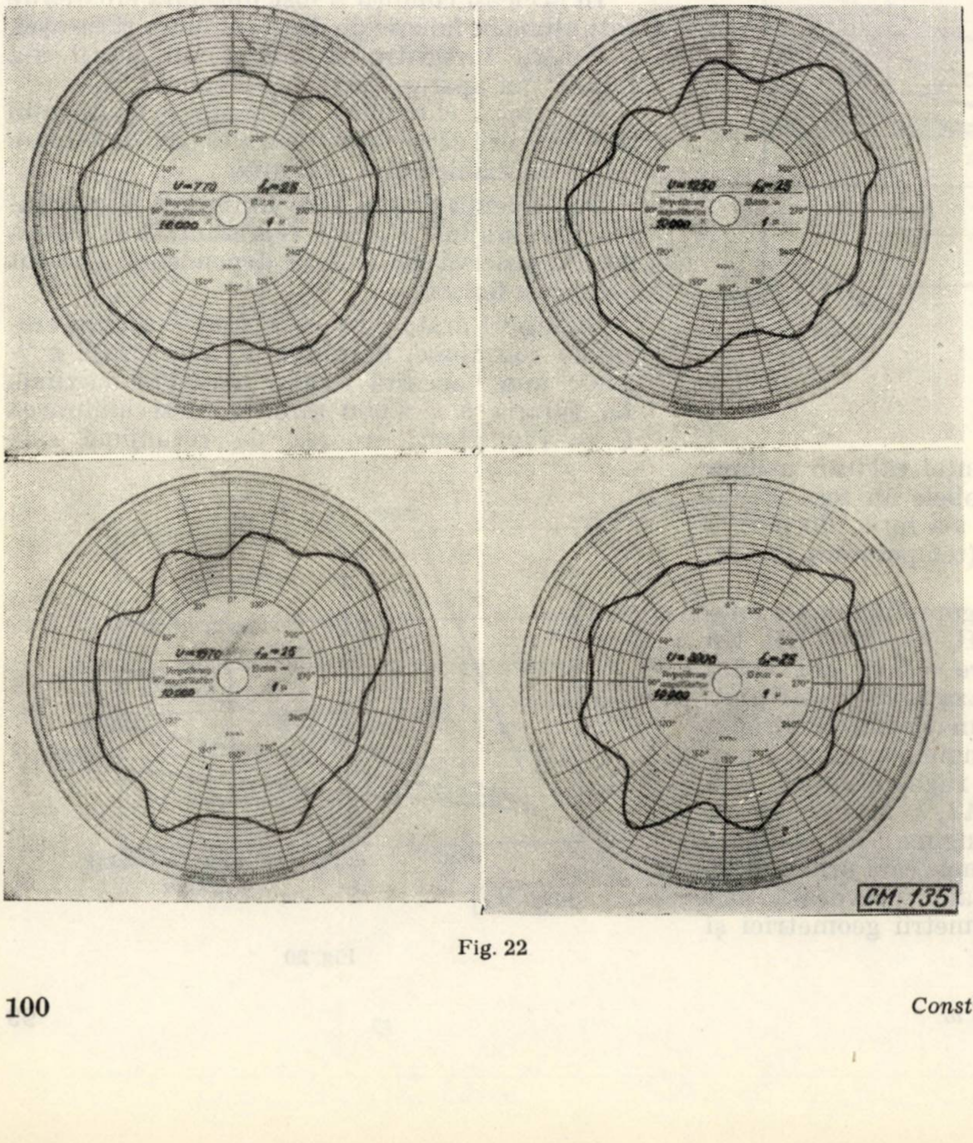


Fig. 22

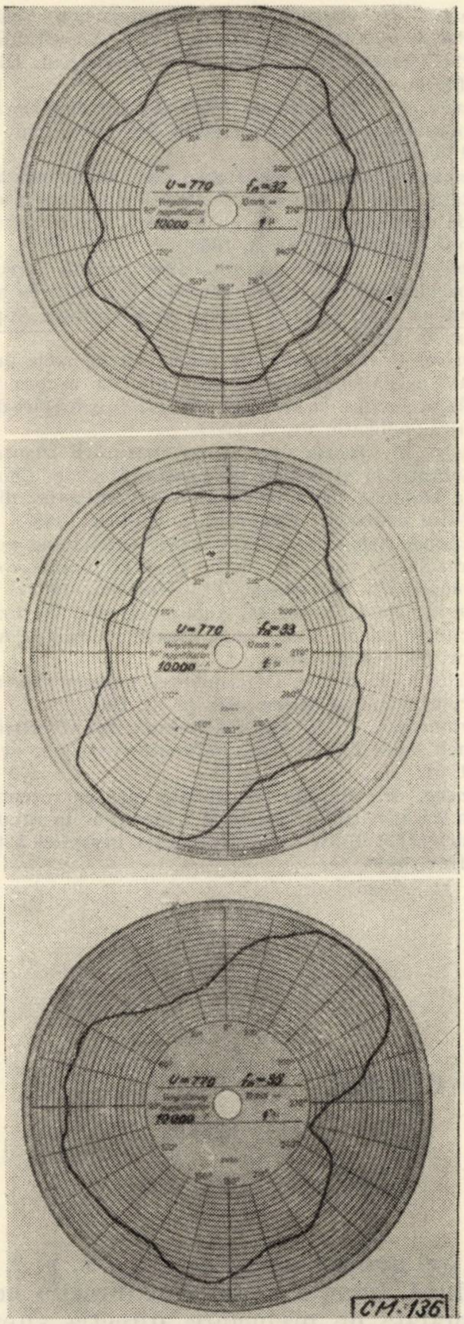


Fig. 23

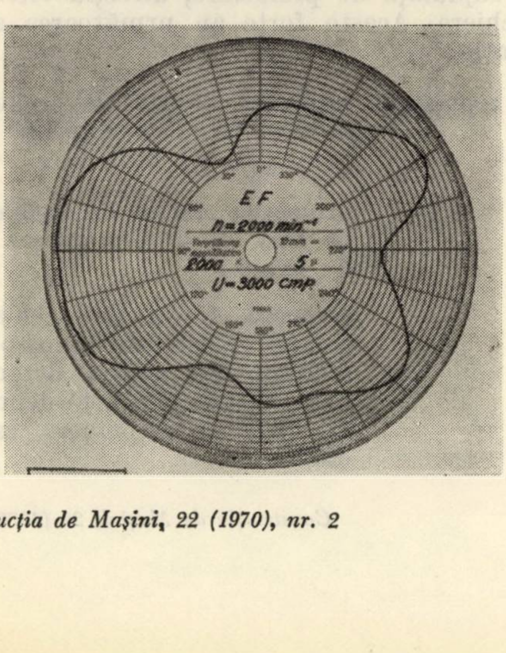


Fig. 24

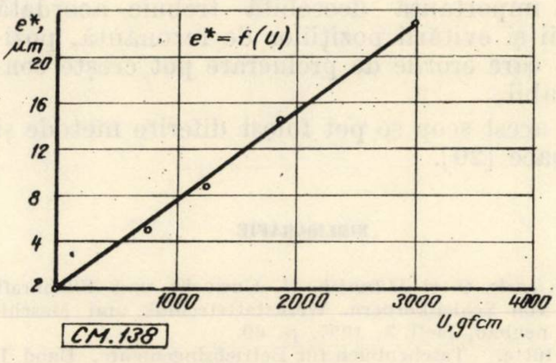


Fig. 25

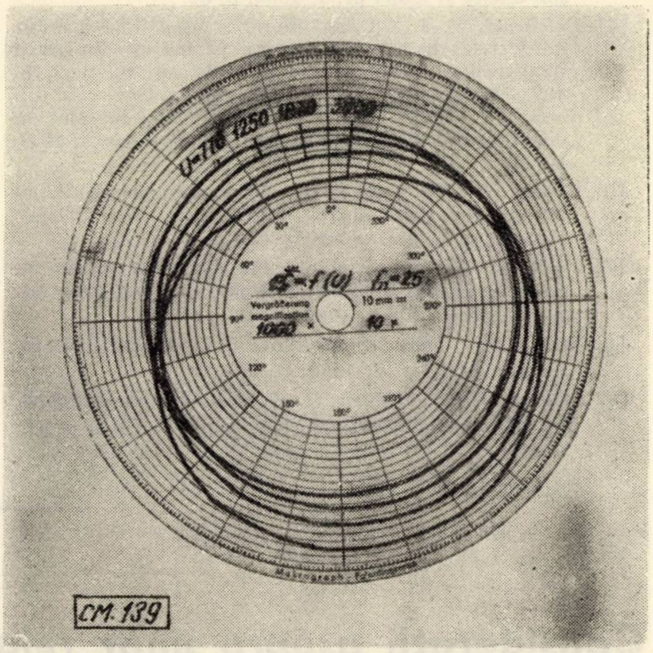


Fig. 26

nate apare o eroare de poziție egală cu mărimea excentricității dinamice relative, eroare care nu are nimic comun cu eroarea de centrare a dispozitivului de prindere a piesei.

Concluzii. Din cele de mai sus rezultă că la strunjirea de precizie — unde forța de așchiere este foarte mică — erorile de prelucrare sînt determinate în primul rînd de vibrațiile care iau naștere în sistemul piesă — dispozitiv de prindere a piesei — mașină-unealtă. Deoarece amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea forței centrifuge (respectiv cu creșterea dezechilibrării dinamice și a turației), se impune micșorarea acesteia, adică se impune reducerea maximă posibilă a dezechilibrării oricărui element în rotație și în primul rînd a sistemului piesă — dispozitiv de prindere a piesei — ax principal. În afară de aceasta trebuie ca amplitudinile vibrațiilor sistemului menționat să fie reduse la minimum. Acest lucru este posibil numai dacă se determină influența fiecărui element în rotație asupra preciziei de prelucrare.

O importanţă deosebită trebuie acordată găsirii şi evitării poziţiilor de rezonanţă, poziţii la care erorile de prelucrare pot creşte considerabil.

În acest scop se pot folosi diferite metode şi mijloace [20].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kienzle, O.* şi *Münnich, H.* Unwucht und Fliehkraft von Schleifkörpern. Werkstattstechnik und Maschinenbau, Heft 2, 1957, p. 69.

[2] Hütte. Taschenbuch für Betriebsingenieure, Band I, 5 Auflage, Fertigung, 1957, p. 524.

[3] *Martîşkin, A. E.* Neechilibrarea la maşini-unelte. Maşini-unelte şi scule, nr. 1, 1955, p. 38.

[4] *Kotelevski, V. I.* Dezechilibrarea admisibilă a semifabricatelor în cazul prelucrării pe maşini din grupa strungurilor. Maşini-unelte şi scule, nr. 8, 1962, p. 487 ; Stanki i instrument, nr. 5, 1962, p. 27.

[5] *Skrijivan, K.* Metode noi de echilibrare a maselor în mişcarea de rotaţie. Maşini-unelte şi scule, nr. 8, 1953, p. 29.

[6] *Federn, K.* Die Bedeutung der Auswuchttechnik im Werkzeugmaschinenbau 4. FoKoMa, II. Band, Teil C, Fachgruppe Schwingungsforschung, p. C 83.

[7] *Irtenkauf, J.* Das Problem der Schwungmassen an schnellaufenden Universaldrehbänken. Industrie Anzeiger, nr. 98, 6 dec. 1960, p. 19.

[8] *Mrkva, F.* Tolerance zbytkové nevyvázénosti rotoru. Strojirenstvi, nr. 2, 1960, p. 107.

[9] *Vasiliev, V. S.* şi *Enikeev, H. M.* Maşini pentru echilibrarea dinamică. Maşini-unelte şi scule, nr. 7, 1953, p. 24.

[10] *Dodoc, P.* Ursachen der dynamischen Verlagerung der Werkstückdrehachse und ihre Auswirkungen auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. Disertaţie. TU Dresden, 1957.

[11] *Dodoc, P.* Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte. Construcţia de maşini, nr. 2 şi 3, 1968.

[12] *Dodoc, P.* Mecanismul transmiterii vibraţiilor la suprafaţa piesei în procesul de strunjire. Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 5, 1968 ; Revue de Mécanique Appliquée, nr. 5, 1968.

[13] *Dodoc, P.* Influenţa vibraţiilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 6, 1968 ; Revue de Mécanique Appliquée , nr. 6, 1968.

[14] *Dodoc, P.* Fenomene de rezonanţă la axele principale ale maşinilor-unelte şi influenţa lor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 2, 1969.

[15] *Dodoc, P.* Teoria apariţiei şi măsurării rugozităţii de vibraţii la strunjirea de înaltă precizie. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Bucureşti, noiembrie 1968.

[16] *Dchang, Schj-ying.* Beitrag zur Aufstellung von Prüfverfahren für dynamische Einzelabnahme von Drehmaschinen. Disertaţie. TU. Dresden, 1961.

[17] *Opitz, H.* şi *Rohs, H.* Anpassung der Werkzeugmaschinen an die Fertigungsaufgabe, Industrie-Anzeiger, nr. 63, 8 aug. 1958.

[18] *Gladkov, A. B.* ş.a. Determinarea parametrilor strungurilor. Stanki i instrument, nr. 3, 1964.

[19] *Brammertz, P. H.* Die Entstehung der Oberflächenrauheit beim Feindrehen. Industrie Anzeiger, nr. 2, ian. 1961.

[20] *Dodoc, P.* Metodă şi instalaţie pentru recepţia dinamică a maşinilor-unelte şi a arborilor în rotaţie. OSI nr. 55637/15.01.1968 (Descrierea invenţiei 52017, cl.: 42 c, 42).

Consideraţii asupra unor relaţii de calcul pentru forţele de aşchiere

Dr. ing. Constantin DUMITRAŞ – Institutul politehnic – Bucureşti

Problema stabilirii şi cunoaşterii cît mai exacte a forţelor de aşchiere care solicită maşinile-unelte în timpul funcţionării, constituie o problemă fundamentală pentru cercetare şi are o deosebită importanţă atît pentru constructorii de maşini-unelte cît şi pentru tehnologi.

Mărimea reală a acestor forţe permite constructorului o dimensionare mai exactă a elementelor maşinilor-unelte, iar inginerului tehnolog îi creează posibilitatea stabilirii unui regim de aşchiere mai raţional care va duce la creşterea eficienţei tehnico-economice în procesul de producţie.

Forţele de aşchiere F_x, F_y şi F_z, precum şi direcţia lor de acţiune, care iau naştere în timpul strunjirii longitudinale ca rezultat al rezistenţei opuse de semifabricat faţă de acţiunea sculei aşchietoare, sînt indicate în figura 1, şi rezultă din descompunerea forţei de aşchiere F după trei direcţii perpendiculare x, y, z, orientate după direcţia avansului, direcţia normală la suprafaţa de prelucrare, direcţia vitezei de aşchiere. Aceste forţe au următoarea semnificaţie :

F_z reprezintă proiecţia forţei de aşchiere F pe axa oz şi se numeşte forţă principală de aşchiere ;

F_x — proiecţia forţei de aşchiere F pe axa ox şi se numeşte forţă de avans ;

F_y — proiecţia forţei de aşchiere F pe axa oy, este totdeauna perpendiculară pe planul determinat de axele xoz şi poartă denumirea de forţă de respingere, sau radială.

Meyer [1] defineşte rezultanta dintre forţa de avans F_x şi cea de respingere F_y ca forţa de desprindere a aşchiei F_D care este în acelaşi timp şi rezultanta forţelor tangenţială F_T şi normală la muchia de tăiere F_N, indicate în figura 2.

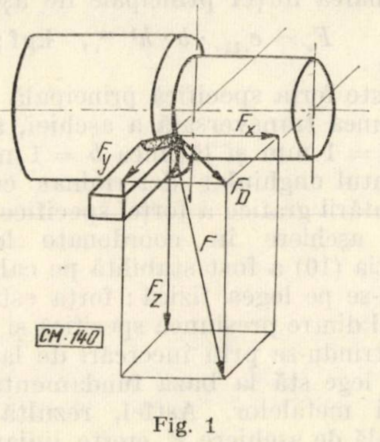


Fig. 1

După cum se poate observa în figura 2, F_T reprezintă forţa de frecare dintre suprafaţa de aşezare a sculei aşchietoare şi cea de aşchiere aflate în contact, iar F_N forţa de rezistenţă opusă de piesă la pătrunderea sculei aşchietoare în stratul de prelucrat. Astfel, F_N reprezintă de fapt forţa de desprindere a elementului de aşchie, după ce acesta, sub acţiunea forţei principale de aşchiere F_z, este adus în stare de deformare prin forfecare.

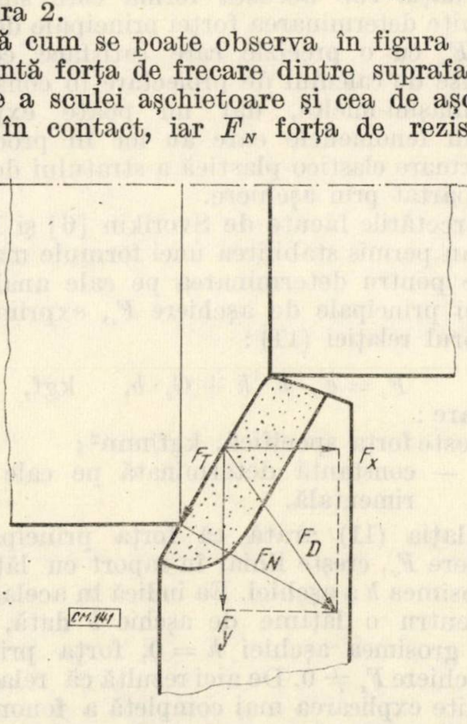


Fig. 2

Legătura dintre forţele de avans F_x şi respingere F_y, pe de o parte, şi forţele tangenţială F_T şi normală F_N, pe de altă parte este dată de relaţiile (1) şi (2), după cum urmează:

$$F_x \sin\varkappa + F_y \cos\varkappa = F_N, \quad \text{kgf}; \qquad (1)$$

$$F_y \sin\varkappa - F_y \cos\varkappa = F_T, \quad \text{kgf}. \qquad (2)$$

Din literatura de specialitate [1], [2], rezultă că primele cercetări care au dus la elaborarea bazelor teoriei aşchierii îi aparţin lui Taylor. Împreună cu White, la începutul anului 1800, pune la punct metoda de elaborare a oţelului rapid pentru scule şi stabileşte relaţia matematică pentru determinarea pe cale analitică a forţei de avans F_x şi de respingere F_y, în funcţie de adîncimea de aşchiere a şi de viteza de avans s, pentru o viteză constantă de aşchiere $v = 30$ m/min, exprimată cu ajutorul formulei (3):

$$F_x;\ F_y = C \cdot a^x \cdot s^y, \quad \text{kgf}. \qquad (3)$$

În relaţia (3) C reprezintă o constantă care ţine seamă atît de proprietăţile materialului de prelucrat, cît şi de cele ale sculei aşchietoare; a este adîncimea de aşchiere, iar s, viteza de avans a sculei.

Richter [2] a arătat că rezultatele cercetărilor făcute de Taylor, Nicolson şi alţii au servit drept bază de plecare pentru cercetătorii germani Wallichs, Schlesinger, Schwerd, Sachsenberg, precum şi pentru cercetătorul francez Cavé, care au aprofundat acest domeniu de cercetare şi au adus o contribuţie deosebită la punerea bazelor teoriei aşchierii.

Ca o sinteză a rezultatelor obţinute de către aceşti cercetători pot fi considerate relaţiile (4), (5) şi (6), destinate calculului analitic al forţelor de aşchiere, formulate de Kronenberg [3] în anul 1927:

$$F_z = 281\,(1-0{,}13\,\gamma)\,A^{0{,}77}\left(\frac{G}{5}\right)^{0{,}15}, \quad \text{kgf} \qquad (4)$$

$$F_x = 125\,(1-0{,}017\,\gamma)\,A^{0{,}945}\left(\frac{G}{5}\right)^{0{,}20}, \quad \text{kgf} \qquad (5)$$

$$F_y = 145\,(1-0{,}018\,\gamma)\,A^{0{,}76}\left(\frac{G}{5}\right)^{0{,}14}, \quad \text{kgf} \qquad (6)$$

în care:

γ este unghiul de degajare, în grade;
A — suprafaţa secţiunii transversale a aşchiei, mm²;
$\frac{G}{5}$ — este coeficientul de tasare longitudinală a aşchiei.

Cunoscînd mărimea acestor parametri pentru diferite materiale prelucrate prin aşchiere, se pot determina pe cale analitică forţele de aşchiere F_x, F_y, F_z.

În a doua jumătate a secolului trecut, Time [4] face bilanţul rezultatelor obţinute de cercetătorii ruşi Afanasiev, Galodin, Zovrîchin şi alţii, care au pus bazele teoriei plasticităţii în procesul aşchierii şi formulează relaţiile (7) şi (8) care reprezintă, de fapt, proiecţia forţelor indicate în figura 3 pe axele de coordonate

Oy, *Oz* şi servesc pentru determinarea forţei principale de aşchiere F_z şi de avans F_x:

$$F_z = F_{R1}\cdot\cos(\rho-\gamma)+F_{T2},\ \text{kgf}; \tag{7}$$

$$F_x = F_{R1}\cdot\sin(\rho-\gamma)+F_{N2},\ \text{kgf}. \tag{8}$$

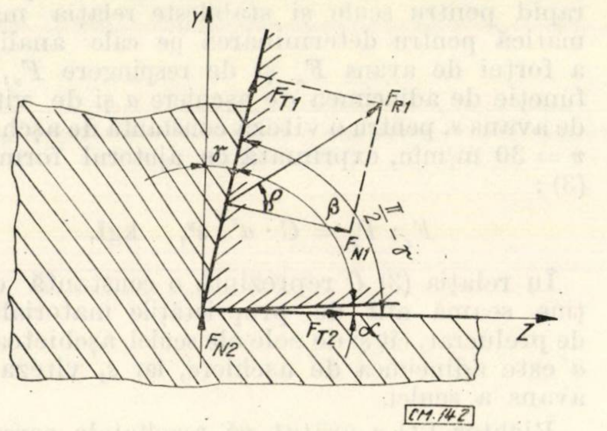


Fig. 3

Mărimea forţei F_{R1} se determină cu ajutorul relaţiei (9) stabilită de Svorîkin pe baza teoriei plasticităţii şi are următoarea expresie:

$$F_{R1}=\frac{\tau\cdot h\cdot b\cdot\cos\left(\dfrac{\pi}{2}-\gamma\right)}{\sin\Phi\cdot\sin\left[\dfrac{\pi}{2}+\Phi-\gamma+\rho+\rho_1\right]},\ \text{kgf}. \tag{9}$$

Termenii ecuaţiilor (7), (8) şi (9) au următoarele semnificaţii:

h reprezintă grosimea aşchiei, mm;
b — lăţimea aşchiei, mm;
F_{T2} — forţa de frecare dintre suprafaţa de aşezare a sculei aşchietoare şi suprafaţa de aşchiere, kgf;
F_{N2} — forţa normală pe suprafaţa prelucrată, datorită deformaţiilor elastice ale stratului superficial al piesei prelucrate, kgf;
τ — rezistenţa la forfecare a materialului prelucrat, kgf/mm²;
Φ — unghiul de forfecare al elementului de aşchie, în grade;
ρ — coeficientul exterior de frecare;
ρ_1 — coeficientul interior de frecare a aşchiei.

Din punct de vedere teoretic, relaţiile (7) şi (8) au o deosebită importanţă, deoarece cu ajutorul lor se pot explica fenomenele complexe care au loc în timpul aşchierii, dar ele au un domeniu limitat de utilizare în calculele de proiectare.

Găsirea unor soluţii simple şi suficient de exacte, care să răspundă problemelor ridicate de practică, a constituit întotdeauna obiectul de bază al studiului făcut de cercetători în domeniul aşchierii metalelor.

Ca un răspuns în acest sens poate fi considerată relaţia (10) cunoscută sub denumirea de ecuaţia lui Kienzle [5] şi care serveşte la determinarea forţei principale de aşchiere F_z:

$$F_z = c_{s11z}\cdot b\cdot h^{1-m_z},\ \text{kgf}; \tag{10}$$

în care:

c_{s11z} este forţa specifică principală raportată la secţiunea transversală a aşchiei, avînd grosimea $h = 1$ mm şi lăţimea $b = 1$ mm; m_z — coeficientul unghiular determinat cu ajutorul reprezentării grafice a forţei specifice principale c_{s11z} de aşchiere în coordonate logaritmice.

Ecuaţia (10) a fost stabilită pe cale empirică bazîndu-se pe legea fizică: forţa este egală cu produsul dintre presiunea specifică şi suprafaţă, demonstrîndu-se prin încercări de laborator că această lege stă la baza fundamentării teoriei aşchierii metalelor. Astfel, rezultă că forţa principală de aşchiere F_z creşte liniar în raport cu lăţimea b a aşchiei şi exponenţial în funcţie de grosimea h a aşchiei.

Ecuaţia sub această formă este simplă şi permite determinarea forţei principale de aşchiere F_z cu o precizie care satisface cerinţele impuse de calculul de proiectare în construcţia de maşini-unelte, dar nu poate explica pe deplin fenomenele care au loc în procesul de deformare elastico-plastică a stratului de metal îndepărtat prin aşchiere.

Cercetările făcute de Svorîkin [6] şi Richter [2] au permis stabilirea unei formule mai complete pentru determinarea pe cale analitică a forţei principale de aşchiere F_z, exprimată cu ajutorul relaţiei (11):

$$F_z = c_{sz}\cdot b\cdot h + G_z\cdot b,\quad \text{kgf}, \tag{11}$$

în care:

c_{sz} este forţa specifică, kgf/mm²;
c_z — constantă determinată pe cale experimentală.

Relaţia (11) arată că forţa principală de aşchiere F_z, creşte liniar în raport cu lăţimea b şi grosimea h a aşchiei. Ea indică în acelaşi timp că pentru o lăţime de aşchie b dată, atunci cînd grosimea aşchiei $h = 0$, forţa principală de aşchiere $F_z \neq 0$. De aici rezultă că relaţia (11) permite explicarea mai completă a fenomenelor de deformare elastico-plastică care au loc în procesul de aşchiere, dar ca şi ecuaţia (10) se limitează numai la determinarea forţei principale de aşchiere F_z.

Pentru stabilirea mărimii forţelor de avans F_x şi respingere F_y în mod independent de forţa principală de aşchiere F_z este interesant de analizat relaţiile stabilite de Meyer [7]. Spre deosebire de alţi cercetători, Meyer ia în considerare forţele reale (fig. 4) care acţionează în secţiunea transversală a aşchiei, cînd aşchierea are loc în condiţiile utilizării unui cuţit terminat la vîrf cu o rază de racordare *R*.

Proiecţia forţelor (fig. 4) pe axele de coordonate *ox* şi *oy* l-a condus pe Meyer la formularea relaţiilor (12) şi (13) cu ajutorul cărora se pot calcula forţa de avans F_x şi de respingere F_y, după cum urmează:

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} =$$

$$= c_{s11_x} (s \cdot \sin \varkappa)^{1-m_\varkappa} \cdot a \left[1 - k \cdot \frac{R}{a} (1 - \cos \varkappa)\right], \text{ kgf}; \quad (12)$$

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} + F'_{y2} = c_{s11_x} (s \cdot \sin \varkappa)^{1-m_x} \cdot$$

$$\cdot a \cdot \text{cotg} \cdot \varkappa \left[1 - \frac{R}{a} (1 - \cos \varkappa)\right] +$$

$$+ s^{1-m_x} 0 \, [c'_{s11x} + c_{s11_x} 0{,}97 \cdot R \cdot \sin^2 \varkappa], \text{ kgf}. \quad (13)$$

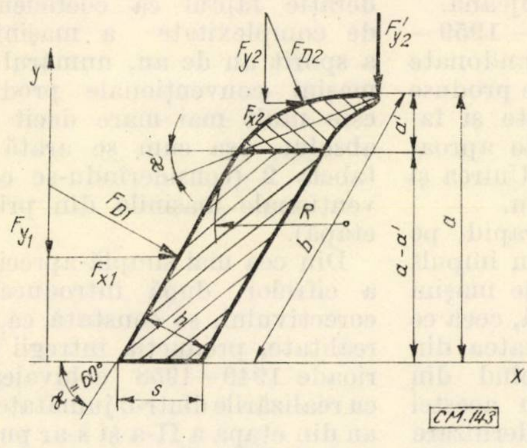


Fig. 4

Termenii relaţiilor (12) şi (13) au următoarele semnificaţii:

c_{s11_x} este forţa specifică principală de aşchiere raportată la o secţiune de aşchiere a cărei lăţime $b = 1$ mm şi grosime $h = 1$ mm sînt indicate în figura 4 şi corespunde porţiunii drepte $a - a'$ a muchiei de tăiere;

c'_{s11x} — are aceeaşi semnificaţie ca şi c_{s11_x}, dar se referă numai la zona muchiei de tăiere de la vîrful cuţitului cu raza de racordare R;

k — un coeficient a cărui valoare este: $k = 0{,}27$ pentru $60° \leqslant \varkappa \leqslant 90°$ şi $k = 0{,}37$ cînd $30° \leqslant \varkappa \leqslant 60°$;

R — raza de la vîrf a cuţitului.

Stabilirea mărimilor numerice pentru c'_{s11x} din ecuaţiile (12) şi (13) este o operaţie complicată, motiv pentru care aceste relaţii au o aplicaţie limitată în practică, deşi teoretic prezintă un interes deosebit, mai ales în domeniul prelucrărilor de finisare prin aşchiere.

Cercetările făcute de către cercetătorii sovietici [8] în domeniul prelucrărilor mecanice prin aşchiere au dus la stabilirea relaţiilor (14), (15) şi (16) destinate calculului forţelor de aşchiere F_x, F_y şi F_z.

$$F_z = C_z \cdot a^{x_z} \cdot s^{y_z}, \quad \text{kgf}; \qquad (14)$$

$$F_x = C_x \cdot a^{x_x} \cdot s^{y_x}, \quad \text{kgf}; \qquad (15)$$

$$F_y = C_y \cdot a^{x_y} \cdot s^{y_y}, \quad \text{kgf}. \qquad (16)$$

C_z, C_x şi C_y sînt constante determinate experimental şi depind de proprietăţile materialului prelucrat, de cele ale sculei aşchietoare, precum şi de condiţiile de aşchiere (în care: a, mm este adîncimea de aşchiere, iar s este avansul, mm/rot).

Aceste relaţii matematice, datorită formei lor simple, au o largă răspîndire în calculul de dimensionare a maşinilor-unelte, dar nu răspund în întregime explicării fenomenelor legate de deformaţiile elastico-plastice, care însoţesc procesul de aşchiere.

Studiul teoretic, privind principalele rezultate ale cercetătorilor în legătură cu stabilirea bazelor teoriei aşchierii, pune în evidenţă faptul că pentru determinarea fiecărei forţe de aşchiere există un mare număr de relaţii matematice care diferă între ele, ceea ce conduce, în final, la obţinerea unor valori numerice foarte diferite. Acest lucru duce, în mod nejustificat, la complicarea şi imprecizia calculului de dimensionare în construcţia de maşini-unelte. Diversitatea relaţiilor matematice existente, se datorează faptului, că, deşi fiecare cercetător îşi fundamentează studiul pe legile teoriei plasticităţii metalelor, modul de interpretare a rezultatelor obţinute este diferit, neglijîndu-se, de cele mai multe ori, o serie de factori care au o pondere mare la stabilirea formulelor de calcul privind forţele de aşchiere.

Din cele arătate mai sus, se desprinde faptul că relaţiile matematice existente în literatura de specialitate nu rezolvă în întregime problema determinării pe cale analitică a fiecărei forţe de aşchiere în parte, precum şi interpretarea lor din punct de vedere fizic, pe baza teoriei plasticităţii metalelor, cînd parametrii geometrici ai secţiunii transversale a aşchiei — respectiv lăţimea b şi grosimea h variază.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Meyer, F. K.* Der Einfluss der Bearbeitungsbedingungen auf die Vorschub-und Ruckkräfte beim Drehen. În: Industrie Anzeiger 86 Ia. 31 din 17.04.1964

[2] Die Zerpannungskräfte beim Drehen im Bereiche des Fliesspanes. În: Wissenschaftliche Zeitschrift der Technische Hochschule Dresden, 2, nr. 4/5, 1952/1953.

[3] *Kronenberq.* Grundzüge der Zerspannungslehre, vol. 1. Springer-Verlag, Berlin, 1954.

[4] *Time I. A.* Soprotivlenie metallov i dereba rezaniiu. Russkie ucenie-esnovopolojniki nauki o rezanii metallov. Moscova, Maşghiz, 1952.

[5] *Kienzle.* Die Bestimmung der Kräfte und Leistungen an spannenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen. In: V.D.I. Zeitschrifte (1952) Bd. 94 p. 299—305.

[6] *Zvorkin, K. A.* Rabota i usilie, neobhodimie dlia otdelenia metalliceskih strujek. Russkie ucenie-esnovopolejniki nauki o rezanii metallov, Moscova, Masghiz, 1952.

[7] *Meyer, F. K.* Vorschub und Rückkräfte beim Drehen mit Hartmetallwerkzeugen. Dissertation Technische Hochschule Aachen, 1963.

[8] *Barsukova, T. M.* Dinamiceskiie isledovania proteska rezania pri tocinei stabilli s bolsimi seceniami srezaemove sleia. În: Vestnik Maşinostroenia, 1961 (1), p. 64—66.

CZ 67/68.002.5

Utilaje pentru industria uşoară

Ing. Dumitru MARFIEVICI – uzina Unirea – Cluj

Printre problemele imediate din anii postbelici, puse de utilajul din industria uşoară, exploatat intens sau distrus în timpul războiului, erau repararea maşinilor şi asigurarea cu piese de schimb. Astfel, s-a început profilarea unor întreprinderi cu acest specific, în anul 1949, trecîndu-se şi la asimilarea unor maşini pentru acest important sector.

În primul cincinal s-a conturat ideea specializării în această ramură şi concentrarea treptată a producţiei de utilaje pentru industria uşoară şi în special textilă, uzina Unirea—Cluj devenind principală producătoare.

În ultimii ani, diversificîndu-se producţia de utilaj pentru industria uşoară, şi fiind o cerere mare de utilaj textil, în special, s-a dezvoltat o producţie de astfel de maşini unicate sau serii mici şi în cadrul unităţilor din M.I.U. înfiinţate iniţial pentru piese de schimb.

Construcţia de maşini pentru industria uşoară a trecut prin mai multe etape caracteristice. Astfel, o primă etapă (1945—1958) se caracterizează, la toate uzinele angajate, printr-o producţie mixtă de utilaje pentru industria uşoară — circa 25—40% — şi restul pentru utilaj divers.

Maşinile realizate au fost la nivelul posibilităţilor tehnice ale uzinelor, însă au avut marele merit de a umple golul lăsat de război. În această etapă a fost începută concentrarea producţiei la uzina clujeană.

În etapa a II-a — 1959—1965 — au fost abandonate toate tipurile de utilaje produse anterior, fiind asimilate şi fabricate altele, proiectate aproape integral la uzinele Unirea şi Uzinele mecanice Sibiu.

Progresul tehnic rapid, pe plan mondial, a dat un impuls deosebit construcţiei de maşini pentru industria uşoară, ceea ce s-a reflectat în activitatea din etapa a III-a (începînd din 1966). Îi este propriu acestei etape acţiunea de modernizare a produselor din fabricaţia curentă şi asimilarea treptată a unor produse cu parametri superiori, care să înlocuiască maşinile ajunse la limita de uzură morală. Totodată se asimilează şi alte maşini textile, tinzîndu-se a se crea linii tehnologice în domeniul filaturii.

În toate etapele uzina clujeană a produs volumul principal de utilaj textil (peste 90%). Dinamica construcţiei de maşini din această ramură, la uzina Unirea, a fost mereu ascendentă, după cum se vede în tabela 1.

Dintr-o analiză succintă a datelor din tabela 1, rezultă că întreaga producţie de maşini din etapa I (10 ani) reprezintă mai puţin decît producţia unui an din etapa a II-a şi jumătate din aceea a unui an din etapa a III-a. Luînd însă în consideraţie faptul că coeficientul de complexitate a maşinilor a sporit an de an, numărul de maşini convenţionale produse este mult mai mare decît cel absolut, aşa cum se arată în tabela 2 (considerîndu-se convenţionale maşinile din prima etapă).

Din cea mai simplă apreciere a cifrelor, după introducerea corectivului, se constată că, în realitate, producţia întregii perioade 1949—1958 echivalează cu realizările dintr-o jumătate de an din etapa a II-a şi s-ar putea realiza în două luni din etapa a III-a. Un studiu avînd la bază tonajele şi sortimentele de maşini textile din cele trei etape, confirmă datele de mai sus şi împreună cu acestea ilustrează ritmul înalt de dezvoltare a capacităţii de producţie realizat în uzină în anii socialismului, atingînd 5 000 t/an în 1959 şi 7 000 t în 1970.

Sugestiv, dinamica producţiei de maşini textile la uzina Unirea în perioada 1949—1970, pe etape, inclusiv media pe etape, este redată în diagrama din figura 1.

Creşterea cantitativă a producţiei s-a desfăşurat paralel cu un însemnat progres calitativ, aplicîndu-se, în mod continuu,

Tabela 1

Etapa	Numărul de tipuri de maşini în etapă		Numărul de repere proiectate în etapa respectivă			Numărul mediu de repere proiectate		Producţia în număr de maşini	
	in asimilare	in fabricaţie	total	pe uzină	în afara uzinei	pe maşină	pe an	total pe etapă	media pe an
1949—1958	14	14	7 756	3 916	3 190	554	776	650	65
1959—1965	10	10	10 532	9 607	915	1 053	1 504	4 784	683
1966—1970	15*	14*	21 554	21 554	—	1 437	4 311	7 065	1 413

* Un produs asimilat de „Unirea" — Cluj a fost pus în fabricaţie la „Balanţa" — Sibiu.

Tabela 2

Etapa	Coeficientul de complexitate	Numărul de mașini produse pe an		Raportul dintre numărul de utilaje din etapele II și III și cel din etapa I	
		în valoare absolută	convenționale	în valoare absolută	convențională
I	1	65	65	1	1
II	1,9	685	1 298	10,5	20
III	2,6	1 413	3 680	21,7	57

realizările științei și mergînd mereu în pas cu progresul tehnic. Aceasta a fost posibil prin sporirea continuă a capacității de producție și dezvoltarea unui puternic compartiment de concepție și pregătire a fabricației.

În cele ce urmează se prezintă cîteva tipuri de mașini din programele de fabricație ale uzinei Unirea — Cluj și ale altor uzine din cadrul M.I.C.M.

Carda de bumbac este prima mașină din linia tehnologică a filaturii de bumbac. Are menirea de a transforma bumbacul în benzi cu fibre paralele și fără impurități. Operația de cardare se realizează trecînd masa fibroasă printre valțuri îmbrăcate cu garnituri metalice speciale.

Prima mașină de acest tip, carda clasică — tipul F, avînd o productivitate de 2,5—4 kgf/h, a fost realizată, la uzina Unirea — Cluj, în 1953.

În 1959 s-a asimilat și pus în fabricație carda C, care se bucura de o serie de îmbunătățiri constructive (turație sporită a organelor de lucru, garnituri rigide, unele elemente de control automat al funcționării), care au permis ridicarea productivității la 4—7 kgf/h.

La data asimilării puține firme din Europa aveau în fabricație o mașină cu parametrii mai ridicați.

În 1963 au apărut concomitent cardele cu producție înaltă, puse pe piață de principalii producători din lume. Pe baza publicațiilor tehnice, uzina a făcut o serie de studii și încercări pentru modernizarea cardei C, ajungînd să producă în 1965 un model experimental carda 2C, care a atins o productivitate de 8—12 kgf/h. Experimentarea acestui model, în 1966, a permis stabilirea unor elemente constructive noi, care au stat la baza fundamentării cardei 3C (fig. 2). Creșterea parametrilor tehnologici și caracteristicilor cardelor se văd în tabela 3. Carda tip 3C, asimilată pe baza licenței Ingolstadt — R.F.G., a intrat în producția de serie în anul 1969. Productivitatea înaltă a acestei mașini, de 4—5 ori mai mare decît a cardei clasice (tipul F), ilustrează efortul depus într-o perioadă relativ scurtă de 15 ani.

În scurt, perfecționările aplicate pe această mașină sînt: mărirea vitezei organelor de lucru, viteza periferică a tamburului crescînd de la 10,5 (carda F) la 27 m/s (la carda 3C); consolidarea întregii mașini, reconsiderarea sistemului de lagăre a ungerii respective; echilibrarea dinamică de precizie; aplicarea garniturilor rigide speciale pentru a face față

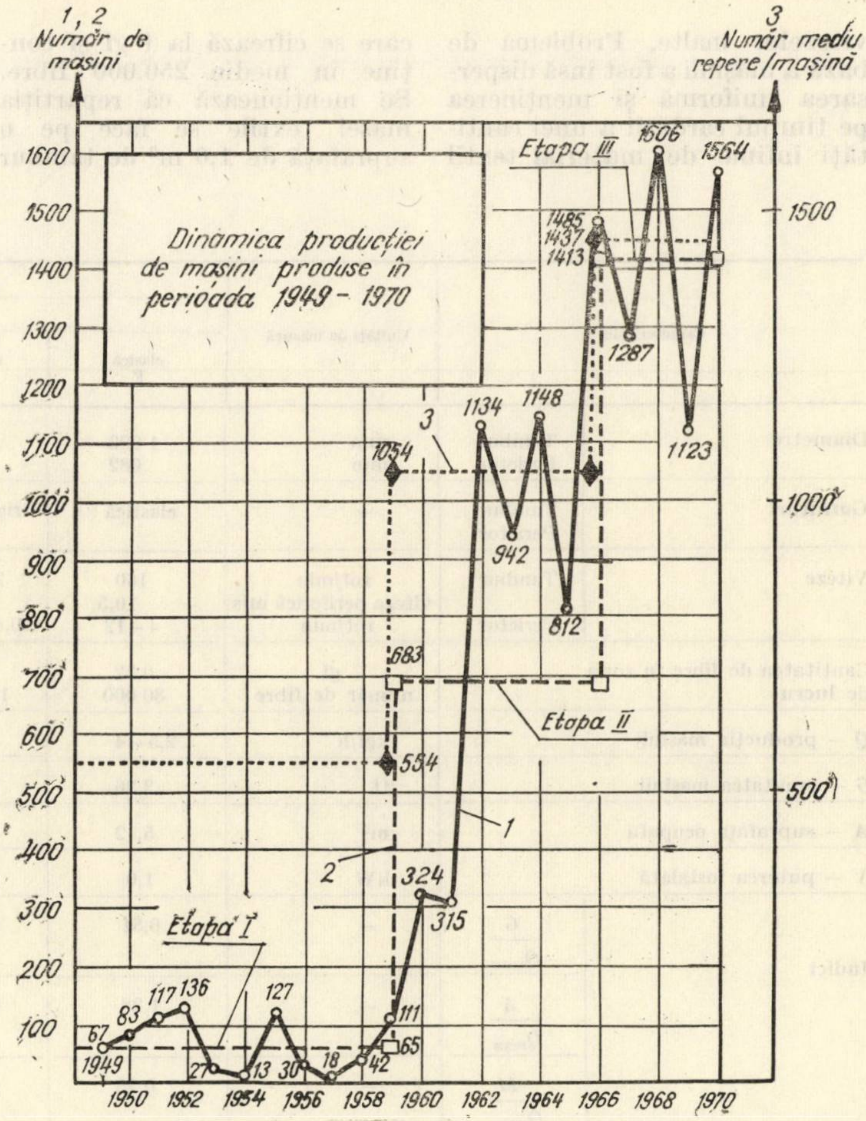


Fig. 1

44

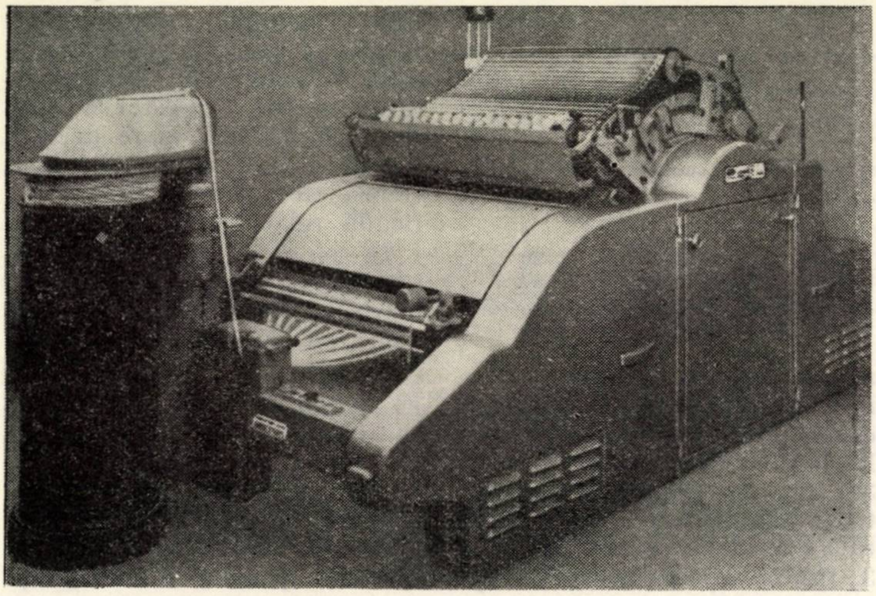


Fig. 2

vitezelor înalte. Problema de bază a maşinii a fost însă dispersarea uniformă şi menţinerea pe timpul cardării a unei cantităţi infime de material textil care se cifrează la 1 gf şi conţine în medie 250 000 fibre. Se menţionează că repartiţia masei textile se face pe suprafaţă de 1,6 m² de tambur (40 % din suprafaţa totală) între circa 1 000 000 ace ale garniturii rigide. Cum la joncţiunea tamburilor apar zone de aer comprimat, în maşină iau naştere curenţi care deranjează puternic dispozitivul fibrelor. A fost necesar a se dota maşina cu o instalaţie pneumatică autoreglabilă care are menirea să decompreseze carda şi să dirijeze curenţii de aer. Ulterior, instalaţiei i s-a atribuit şi sarcina de a curăţa maşina de praf şi scame, ataşîndu-i-se un filtru. Materialul textil debitat sub formă de bandă se colectează în căni, ale căror dimensiuni s-au mărit pe măsura producţiei (de la un diametru de 300 mm la carda F la un diametru de 1 000 mm la ultima maşină).

Pentru a asigura funcţionarea, maşina dispune de o serie de elemente automate de supraveghere şi control: dispozitive pentru sesizarea unor elemente străine în materialul de alimen-

Tabela 3

Caracteristici		Unităţi de măsură	Tipul de cardă de productivitate			
			clasică F	mărită C	mare 2C	înaltă 3C
Diametre	Tambur	mm	1 292	1 280	1 280	1 280
	Perietor	mm	682	670	670	680
Garnituri	Tambur Perietor	—	elastică	rigidă standard		rigidă specială
Viteze	Tambur	rot/min	160	206	300	400
		viteza periferică m/s	10,5	13,5	20	27
	Perietor	rot/min	4—12	10,6—19,5	7—32	7—35
Cantitatea de fibre în zona de lucru		gf	0,32	0,50	0,55	1,00
		număr de fibre	80 000	125 000	137 500	250 000
Q — producţia maşinii		kgf/h	2,5—4	4—7	8—12	14—22
G — greutatea maşinii		tf	3,26	3,54	4,0	5,0
A — suprafaţa ocupată		m²	5,12	5,55	6,65	7,55
V — puterea instalată		kW	1,0	1,7	3,6	6,2
Indici	$\frac{G}{Q_{max}}$	—	0,81	0,5	0,33	0,23
	$\frac{A}{Q_{max}}$	—	1,28	0,79	0,55	3,50
	$\frac{M}{Q_{max}}$	—	0,25	0,24	0,30	0,28

tare şi pentru oprirea maşinii înainte de intrarea acestora între garnituri; dispozitive de oprirea maşinii cînd banda debitată se subţie sau se rupe; dispozitiv automat de oprire a maşinii cînd s-a umplut cana cu bandă (cu metraj predeterminat); schimbător automat de căni.

Sugestiv, evoluţia producţiei de carde este redată în figura 3. Se observă că, în timp ce productivitatea acestor maşini a crescut continuu, consumul de metal şi suprafaţa ocupată pe unitatea de produs textil au scăzut, în timp ce puterea instalată se menţine aproape constantă.

Carda 3 C este o maşină ai cărei parametri sînt la nivelul maşinilor similare din străinătate, în momentul de faţă.

Maşini de filat bumbac. Aceste maşini încheie linia tehnologică a filaturii. Se alimentează cu semifabricate sub formă de semitort provenit de la flyer şi debitează fire răsucite pentru ţesături sau tricotaje.

Prima maşină de filat bumbac, tipul IMS, s-a construit în 1951, fabricîndu-se circa 100 de maşini pînă în 1959. Maşina se caracterizează prin viteza maximă a fuselor de 8 400 rot/min şi laminaje de 8—14.

În 1961 s-a pus în fabricaţie maşina de filat tip FI, cu viteza fuselor pînă la 10 000 rot/min (datorită perfecţionării fuselor) şi laminaje sporite pînă la 25, avînd în dotare o nouă construcţie de tren de laminaj. Pentru a colecta firele rupte, maşina a fost echipată cu o instalaţie pneumatică (pneumofil), iar antrenarea cu motor cu turaţia variabilă a asigurat schimbarea rapidă a turaţiei fuselor, după caz.

Maşina tip FI a fost modernizată de mai multe ori pe baza cercetărilor proprii. Astfel, maşina a fost adaptată în 1963, pentru fire foarte subţiri (tipul 2FI), iar în 1965, prin aplicarea unui tren de laminaj modern şi perfecţionarea în continuare a fuselor s-a ajuns la tipul 3 FI, cu laminaje pînă la 40 şi viteza fuselor de 10 500 rot/min.

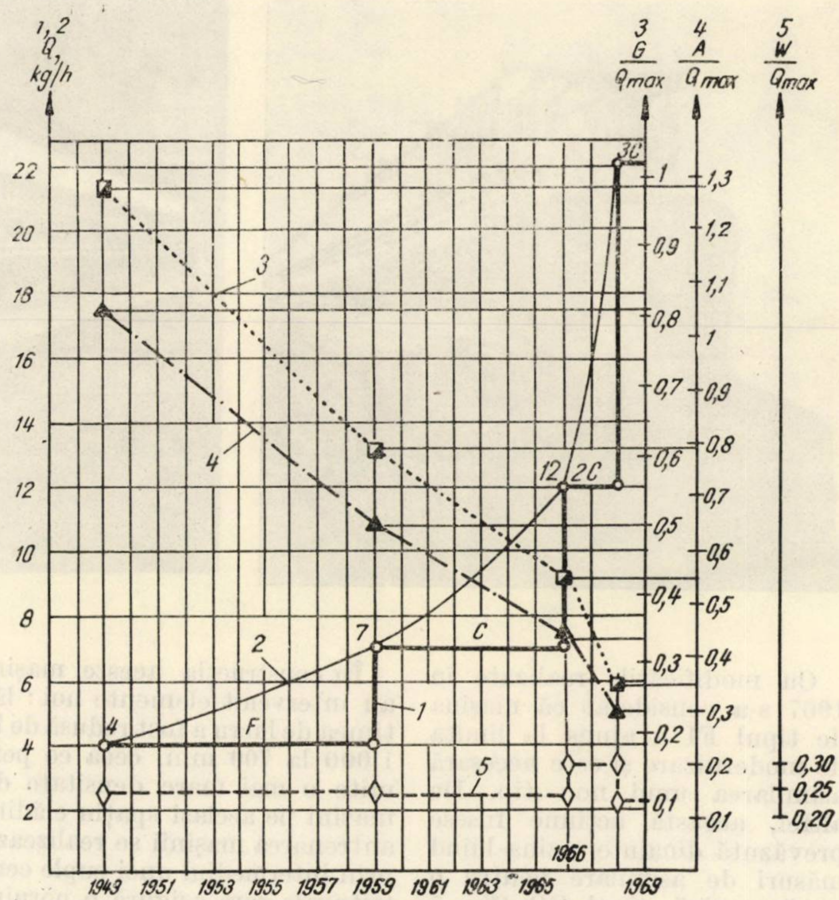


Fig. 3

Preocuparea uzinei Unirea de a moderniza continuu maşinile se vede în perseverenţa cu care s-a acţionat asupra acestui utilaj care, în 1967, a fost livrat într-o nouă variantă modernizată (4FI), la care trenul de laminaj îmbunătăţit a atins laminaje de 60, iar viteza fuselor se situa la circa 11 000 rot/min. O vedere a maşinii 4FI este redată în figura 4.

În această variantă s-au introdus, pe lîngă o modernă construcţie de trenuri de laminaj, antrenarea cu motor cu două viteze cu schimbare automată a vitezelor, un rastel de alimentare tip umbrelă, cu dispozitive de suspendare a bobinelor pe rulmenţi. Printre alte perfecţionări se numără şi realizarea din ce în ce mai precisă a organelor de lucru. Astfel, bătăile radiale, în mm, ale tamburului de antrenare a fuselor şi a cilindrilor canelaţi din trenul de laminaj (organe de 18—20 m lungime) au fost reduse an de an (tabela 4).

Modernizarea continuă a maşinilor din această clasă a permis ridicarea continuă a calităţii firelor la cele mai exigente cerinţe de pe piaţa internă şi externă.

Tabela 4

Organul	Bătaie radială, mm			
	1955	1961	1965	1967
Tambur	1,5	1,2	0,8	0,5
Cilindri canelaţi	0,2	0,1	0,05	0,03

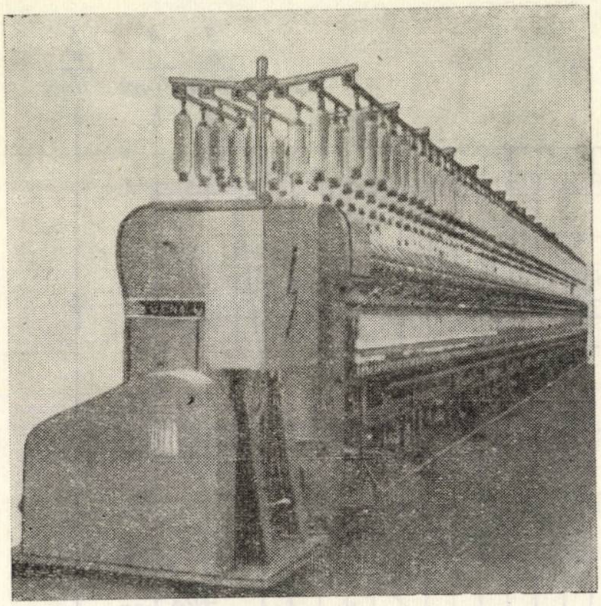


Fig. 4

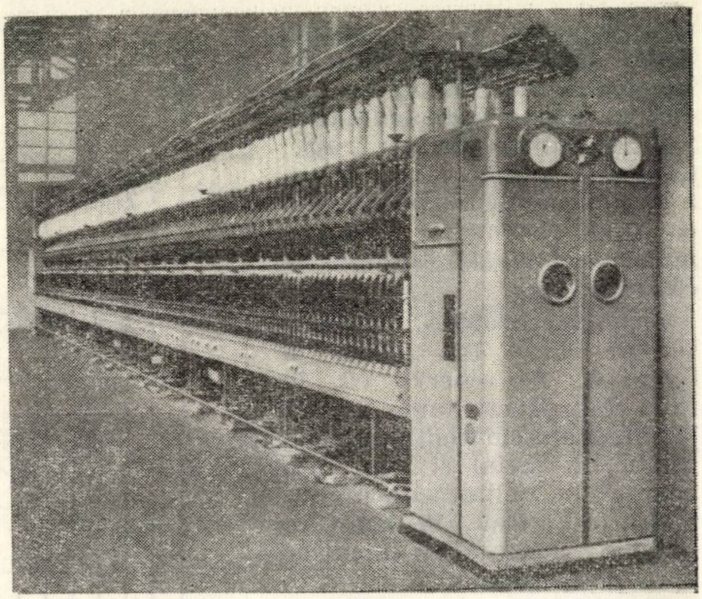


Fig. 5

Cu modificările realizate în 1967 s-a considerat că maşina de tipul FI a ajuns la limita de modernizare şi este necesară asimilarea unui nou tip. De altfel, această acţiune fusese prevăzută dinainte, uzina luînd măsuri de asimilare pentru o nouă maşină, tipul FB (fig. 5 — tipul FBC). Prima maşină a fost produsă în 1967, iar în 1969 se realizează peste 300 maşini din acest tip cu care se dotează marea filatură de la Olteniţa şi Fabrica de aţă Odorhei.

În construcţia acestei maşini au intervenit elemente noi : lăţimea de lucru a fost redusă de la 1 000 la 700 mm, ceea ce permite o mai mare densitate de maşini pe acelaşi spaţiu clădit ; antrenarea maşinii se realizează prin intermediul unei cuple centrifugale care asigură o pornire lină, respectiv învingerea treptată a momentului rezistent într-un timp reglabil pînă la 20 s ; oprirea maşinii este controlată de o frînă electromagnetică în 4—6 s, eliminîndu-se ruperea firelor prin mişcarea în continuare a organelor de lucru datorită inerţiei lor ; maşina a fost dotată cu o instalaţie pneumatică perfecţionată ; s-a înlocuit tamburul de tablă de la vechile maşini cu un arbore cu şaibe de bachelită cu bătaie radială de maximum 0,2 mm, ceea ce face ca turaţia critică a acestui organ de 20 m lungime să fie de peste 2 800 rot/min ; s-a adaptat şi perfecţionat trenul de laminaj. Datorită celor arătate şi încă multor soluţii noi, maşina a fost omologată cu o turaţie a fuselor de 12 000 rot/min.

O variantă a acestei maşini, experimentată în 1968, pentru fire fine, se fabrică în 1969 pentru a se lucra cu 13 000 rot/min. În scopul uşurării muncii în filatură şi pentru a se obţine depuneri cantitativ controlate, această variantă (FBP) este dotată cu o instalaţie de automatizare care comandă oprirea maşinii după terminarea ciclului de filare şi coborîrea unor organe ce asigură înfăşurarea sau blocarea altora, permiţînd înfăşurarea de acoperire şi de rezervă după care aduc organele coborîte în poziţia de începere a noului ciclu. Un sistem de semnalizare anunţă în timp util terminarea ciclului, spre a se schimba ţevile pline cu ţevi goale.

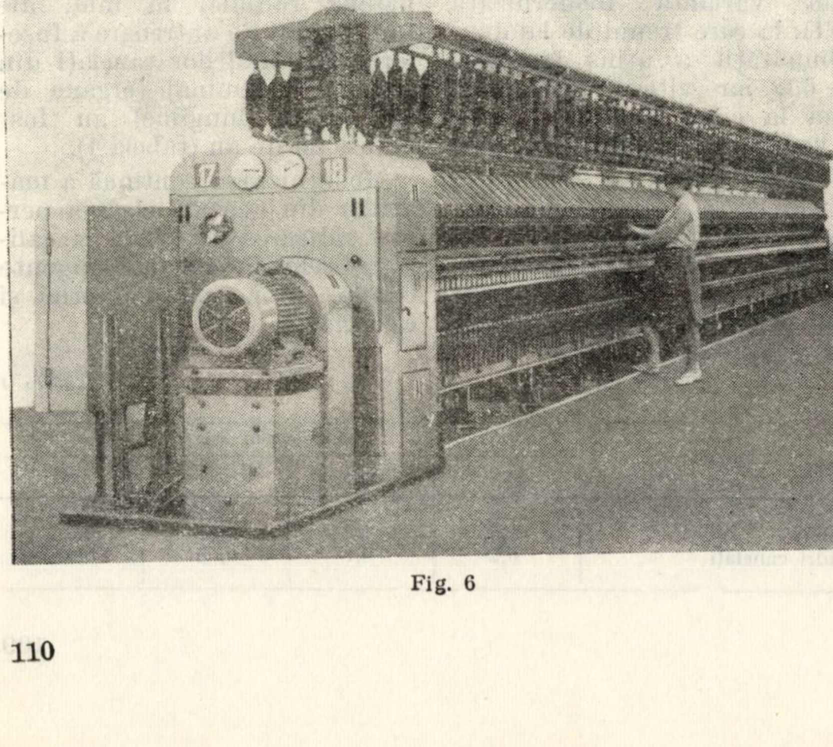


Fig. 6

Maşina de filat lînă pieptănată. Încă din 1963 uzina Unirea produce maşini de filat lînă pieptănată tip FLP. Această maşină are structura celei de filat bumbac, însă prezintă particularităţi constructive legate de fibra de lînă (mai lungă, mai variată ca sortiment permiţînd a fi amestecată cu fibre artificiale sau sintetice). Unităţi noi, ca Filatura de lînă pieptănată din Bucureşti, au fost înzestrate cu acest utilaj care contribuie şi la mărirea capacităţii de producţie a fabricilor Ploieşti, Timişoara etc.

Maşina lucrează cu o turaţie a fusurilor de 9 500—10 000 rot/min cu un laminaj pînă la 20.

În 1967 s-a realizat modernizarea maşinii, în proporţie de 40%. Trenul de laminaj, rastelul, instalaţia de absorbţie şi antrenarea maşinii au fost reproiectate, ceea ce a permis ca noul tip 2FLP (fig. 6) să lucreze cu 11 000 rot/min şi laminaje duble (pînă la 40).

O particularitate a maşinilor FLP şi 2FLP este antrenarea prin intermediul unui variator de viteză cu discuri conice şi curea trapezoidală lată care permite schimbarea rapidă a turaţiei fuselor, în condiţiile prelucrării partidelor mici de material (caracteristica filaturii pieptănate) şi asigură o pornire lină a maşinii.

Tipul 2FLP a intrat în dotarea noilor filaturi din Constanţa şi Piteşti şi a contribuit la lărgirea capacităţilor de lucru de la Ghimbav şi Ploieşti.

Se fac în prezent studii şi cercetări pentru automatizarea manipulării variatorului şi a frînării maşinii.

Maşini de răsucit fire medii de bumbac şi lînă. Prima realizare de acest fel apare în anul 1958 la uzina Unirea — maşina tip R, cu lăţimea de 1 000 mm şi turaţia fuselor de 7 000 rot/min. În 1961 a fost îmbunătăţit tipul 2R, iar în 1963 se produc maşini tip 3R, cu lăţimea de 700 mm şi turaţia fuselor cuprinsă între 7 000 şi 11 000 rot/min, în raport cu grosimea firului răsucit. Maşina este dotată cu fuse de viteză ridicată şi este antrenată cu motoare electrice cu două turaţii avînd schimbarea automată a vitezei. Cu această maşină s-au dotat toate filaturile de bumbac şi lînă, noi sau vechi (fig. 7).

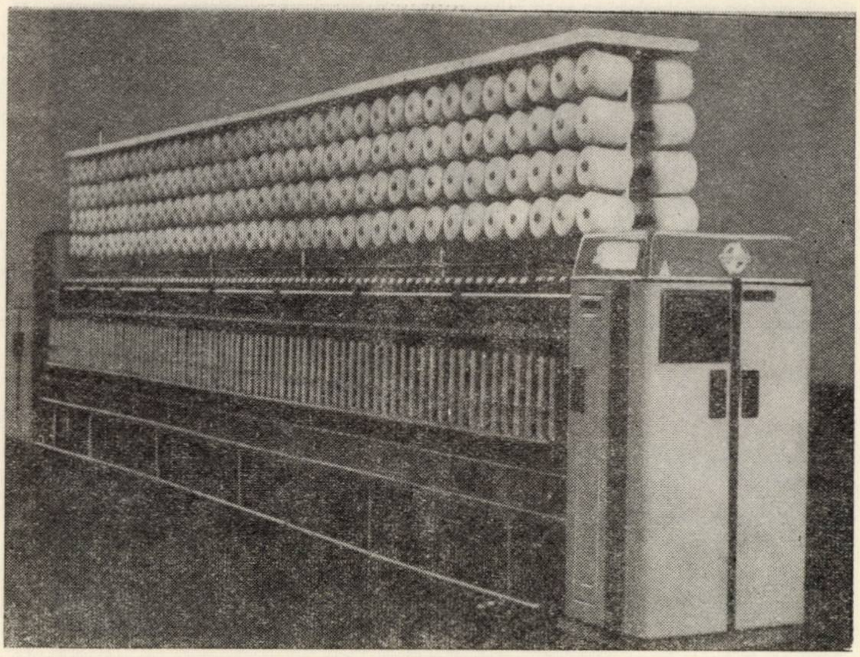


Fig. 7

Maşini de pieptănat lînă. Acest sortiment a intrat în preocupările uzinei Unirea încă de la începutul fabricaţiei de maşini textile în ţară, cînd a produs tipul PH care lucra cu 80—90 cicluri/min, avînd o productivitate de 3—5 kgf/h şi fiind alimentată dintr-un rastel vertical. Din 1962 se fabrică maşina tip PL (fig. 8), capabilă să producă 6—12 kgf/h. Maşina lucrează cu 140—150 cicluri/min şi este prevăzută cu o serie de dispozitive automate de semnalizare sau oprire în cazul

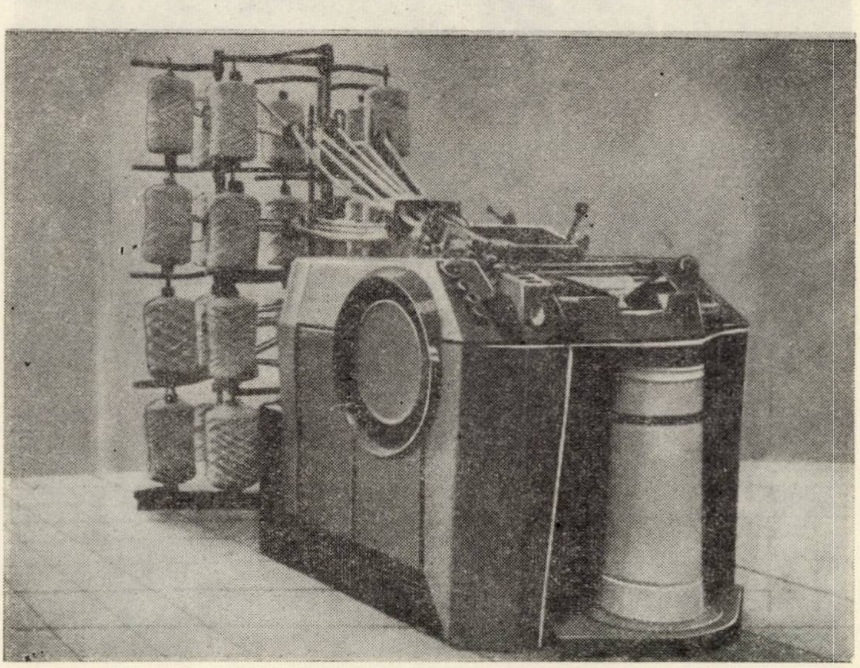


Fig. 8

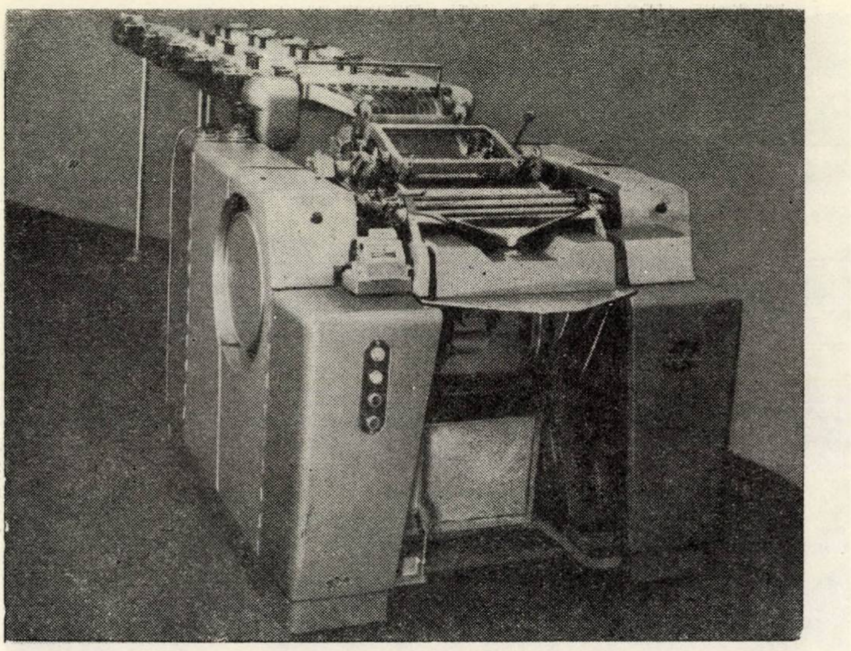


Fig. 9

cînd la alimentare s-a rupt o bandă. De asemenea, sînt sesizate îngroşările de bandă la debitare şi, peste o anumită limită, este comandată oprirea maşinii. Un contor pentru lungimi predeterminate opreşte funcţionarea cînd cana în care se depune banda s-a umplut cu un număr dat de metri. Un sistem de ungere centralizată asigură lubrifierea a circa 40 de lagăre, în timpul funcţionării (multe lagăre sînt greu accesibile).

Maşina a fost adaptată la preparaţiile din filaturile noi, recent construite în ţară, în care materialul textil este debitat în căni, de utilajele aflate în fluxul tehnologic înaintea maşinii de pieptănat. Astfel a luat naştere maşina 2PL (fig. 9) cu rastel orizontal, căreia i s-au adus o seamă de îmbunătăţiri şi modernizări pentru uşurarea deservirii şi lărgirea gamei de fibre textile prelucrate (în special pentru celofibră şi fibre chimice).

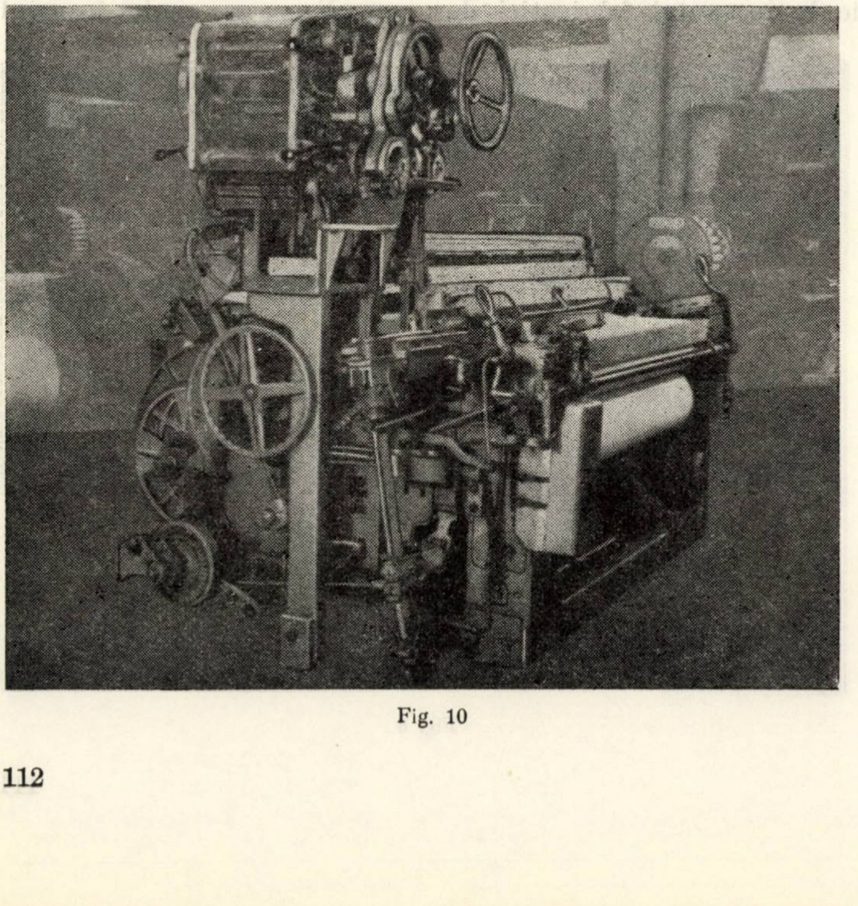


Fig. 10

Războaie automate de ţesut fire de bumbac. Prima încercare de fabricare a războaielor de ţesut bumbac s-a făcut la uzina clujeană în 1936. A fost un război mecanic cu lăţimea în spată de 100 cm, cunoscut sub simbolul „Clujul". În 1954 se reia fabricaţia acestei maşini, producîndu-se un război automat de 100 cm lăţime în spată, cu o variantă de 115 cm. Caracteristica acestei maşini era 160—170 bătăi/min, producînd pînză în două iţe.

Războiul automat tip A a intrat în fabricaţie în 1961. Este un război perfecţionat faţă de cel anterior, avînd viteza de 210—240 bătăi/min. El a avut rolul să înlocuiască marea majoritate a războaielor mecanice care lucrau cu 120—150 bătăi/min şi să asigure dotarea noilor ţesătorii din ţară, construite în anii 1961—1966.

Preocupările de modernizare a utilajelor s-au răsfrînt şi asupra acestei maşini. Din 1967 uzina livrează războaie automate pentru bumbac de tipul 2A, cu lăţimea în spată de 100—120 cm şi cu mecanisme de acţionare pentru două şi 12 iţe (tip 26A12—fig. 10).

Prin modernizare, s-a urmărit eliminarea unor elemente elastice şi de suprastructură la mecanismele de acţionare a iţelor. S-au perfecţionat dispozitivele de automatizare şi în special cele de schimbare automată a ţevilor de bătătură (canete). S-au redimensionat şi perfecţionat dispozitivele de alimentare ale maşinii.

Războaie automate de ţesut mătase. Din 1965 a intrat în producţia uzinei Unirea războiul tip AM (fig. 11) avînd lăţimea în spată de 120 cm şi o viteză de lucru de 140—160 bătăi/min. Maşina poate lucra ţesături de mătase sintetică şi fibre artifi-

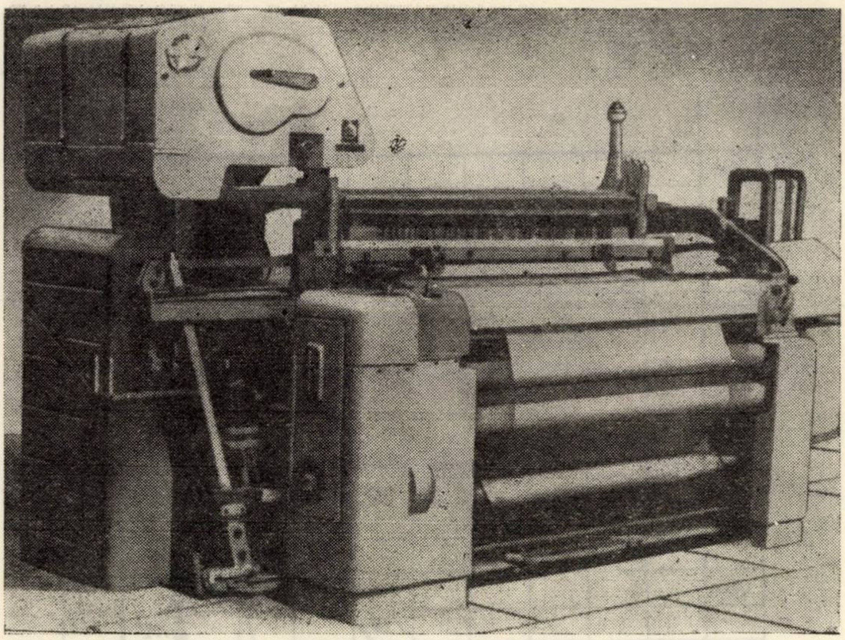


Fig. 11

ciale în contexte variate de 2—18 iţe. Ţesătoriile din Bucureşti, Iaşi şi Cisnădie sînt înzestrate cu aceste utilaje. În prezent se lucrează la modernizarea războiului AM, acţiune în cadrul căreia se urmăreşte şi diversificarea lăţimii peste 120 cm.

Laminorul de bumbac. În anul acesta intră în producţie de serie laminorul de bumbac LB asimilat pe baza licenţei Ingolstadt — R.F.G. Acesta are drept caracteristică principală viteza de debitare de 250—400 m/min.

Războaie de ţesut panglici. Războiul de ţesut panglici fără suveică, tip AP, a intrat în producţia curentă a uzinei Balanţa, în anul 1966. Maşina (fig. 12) lucrează benzi rigide şi elastice simple sau cu model cu lăţime pînă la 80 mm, cu viteză pînă la 1 250 cicluri/min, avînd un rastel comun pentru două maşini.

Maşina de canetat fire de bumbac şi lînă. Se produce în serie din 1968 la uzina Balanţa — Sibiu. Lucrează cu o turaţie a canetelor pînă la 12 000 rot/min, variaţia vitezei realizîndu-se prin variator fără trepte. Întreg procesul de canetare, începînd de la alimentarea cu canete goale, se face automat (maşina de canetat T—MC—36, fig. 13).

Pentru modernizarea maşinilor textile asimilate în anii

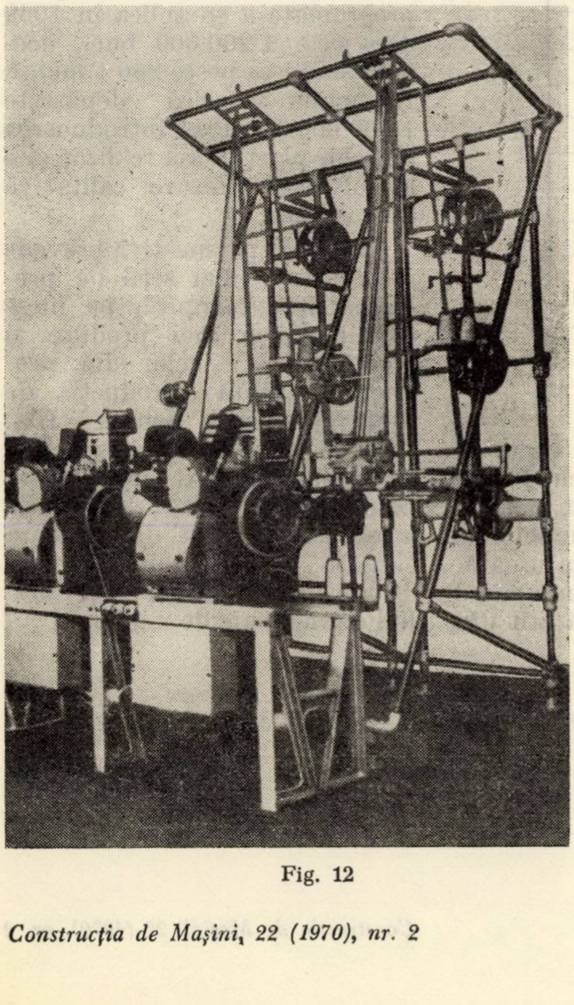


Fig. 12

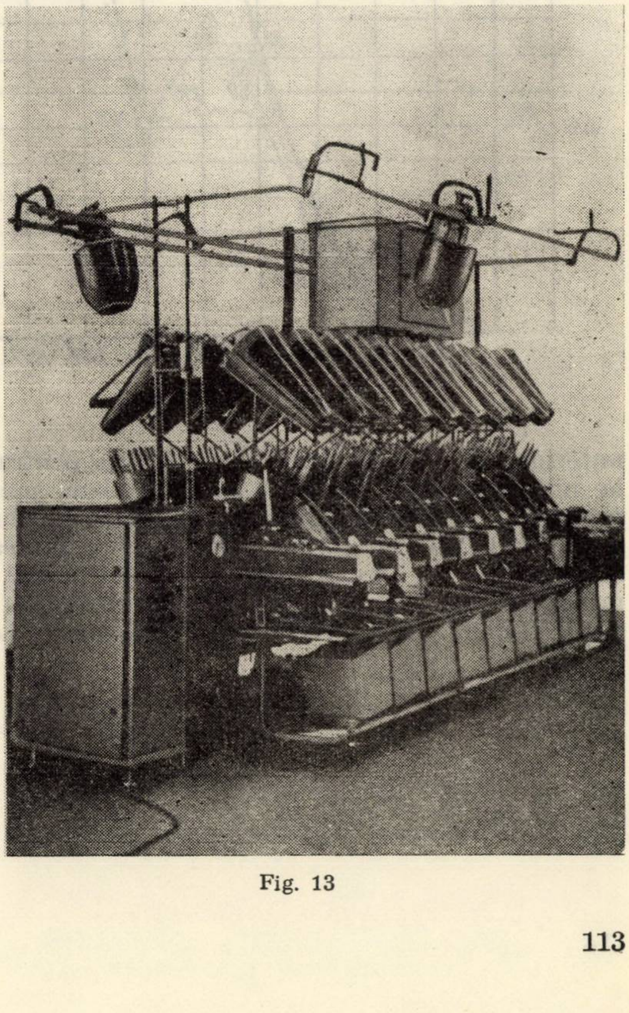


Fig. 13

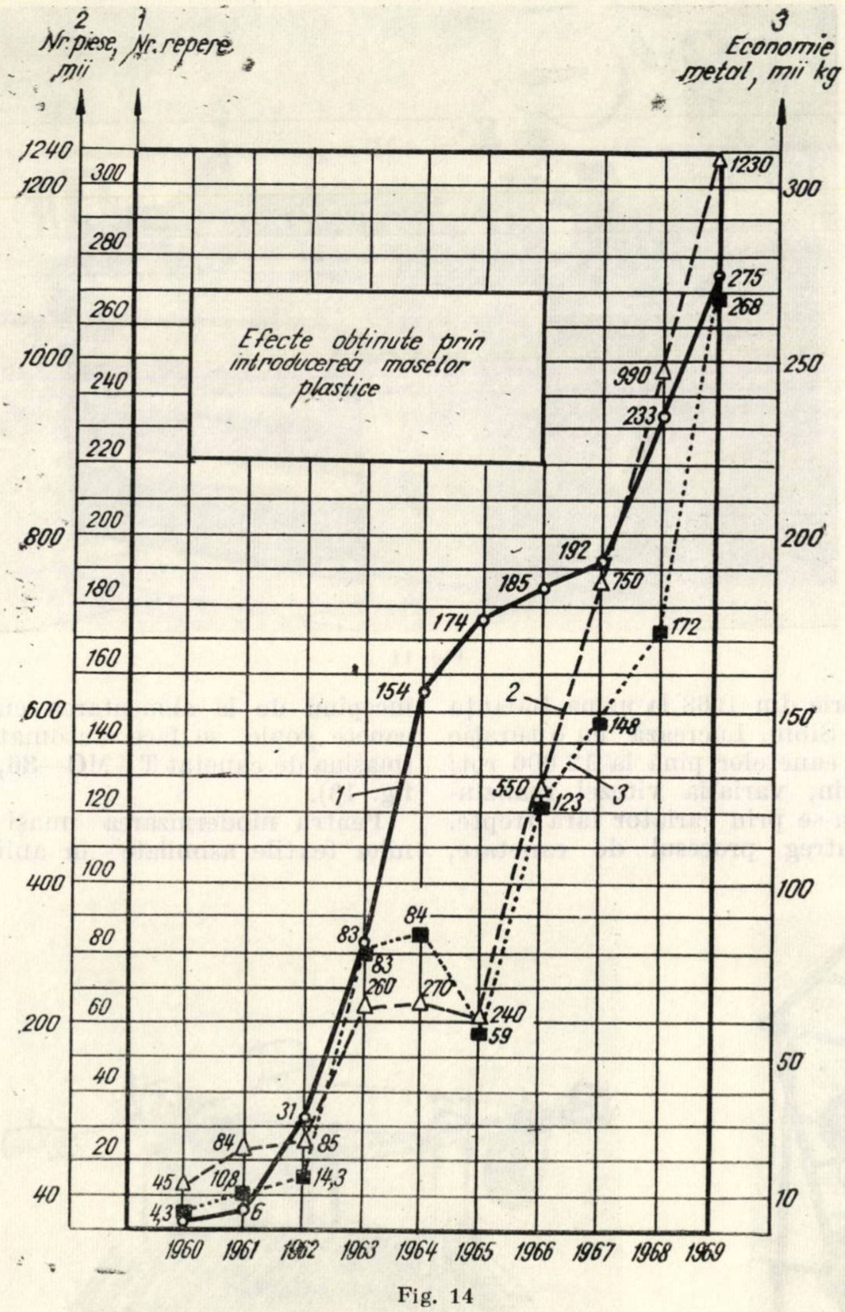


Fig. 14

anteriori și menținerea lor la nivelul tehnic mondial s-a organizat, la diferite uzine din cadrul M.I.C.M., producția unor subansamble ca : trenuri de laminaj, role de întindere și fuse, după licența SKF, ratiere cu 12 ițe pentru războiul de țesut bumbac, precum și cu 18 ițe pentru războiul de țesut mătase.

Dezvoltarea construcției de utilaj pentru industria ușoară, în ultimii 20 ani, a cunoscut o linie mereu ascendentă atît din punct de vedere cantitativ cît și calitativ.

La aceasta au contribuit o seamă de factori, printre care se menționează : specializarea și dezvoltarea unor întreprinderi, o acțiune vastă de studii și cercetări proprii în construcția de mașini din această ramură, aplicarea de procedee tehnologice moderne ca tehnologia de grup, turnarea de precizie a pieselor din oțel, fontă și aliaje de aluminiu (turnare cu modele ușor fuzibile, în coji cu liant de bachelită, în cochilă și sub presiune) călirea cu CIF etc.

Prin aceste metode, pe lîngă obținerea de piese de calitate superioară s-au realizat însemnate economii valorice și în special de metal. Acest din urmă obiectiv a fost urmărit îndeosebi și rezultate foarte bune s-au înregistrat prin utilizarea maselor plastice, după cum se poate desprinde din diagrama din figura 16. Astfel, numărul de repere de masă plastică asimilate în 1960 a crescut la 275 în 1969. Numărul de piese programate a se aplica în 1969 depășește 1 200 000 buc., economisindu-se peste 260 t metal. Economia valorică depășește 1 500 000 lei. Prin introducerea maselor plastice s-a realizat și o importantă ridicare calitativă a mașinilor.

Planul de perspectivă prevede rezolvarea unei serii de probleme de anvergură, pe lîngă asimilarea de noi produse și modernizarea celor din producția curentă : producția de linii tehnologice pentru filatura de bumbac, lărgirea gamei de mașini de filat din filatura de lînă pieptănată ; asimilarea mașinilor de filat din filatura cardată ; diversificarea familiei de mașini de răsucit și a familiei de războaie de mătase.

CZ. 621.567.14

felfüggesztés ívelés félelliptikus

kötve keret boltozat szán

Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolț și sanie

Conf. dr. ing. Virgil OLARIU – Institutul politehnic – Brașov

În scopul obținerii unei rigidități variabile a arcului cu foi, s-a înlocuit cercelul arcului semieliptic printr-o legătură de tip sanie. Această legătură permite variația deschiderii arcului cu sarcina, respectiv creșterea rigidității arcului o dată cu creșterea sarcinii. Ca urmare a variației rigidității arcului, caracteristica elastică a acestuia devine neliniară. Pentru obținerea unei neliniarități pronunțate se utilizează arcuri de cauciuc care lucrează în paralel cu arcurile în foi, începînd cu o sarcină aproximativ egală cu sarcina nominală.

Pentru stabilirea expresiilor diferitelor elemente geometrice ale suspensiei se admite că foaia principală a arcului are, atît în stare liberă cît și în stare deformată, forma unui arc de cerc [4]. În aceste condiții, pe baza figurii 1, se obțin relațiile :

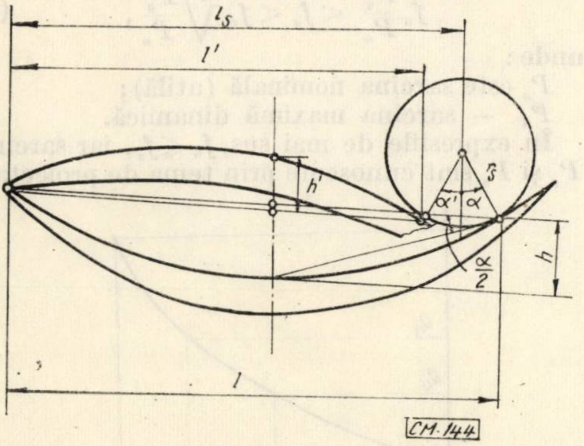


Fig. 1

$$h = \frac{l\,(l - l_s)}{4\,r_s}, \quad h' = \frac{l'\,(l_s - l')}{4\,r_s}\;; \qquad (1)$$

$$\alpha_0 = \text{arc sin}\,\frac{4\,\lambda}{1 + 4\lambda^2}\;; \qquad (2)$$

$$l_0 = l_s + r_s \sin \alpha_0, \quad h_0 = \lambda\, l_0, \qquad (3)$$

în care :

$\lambda \leqslant 0{,}1$ este un parametru mic ;
l — deschiderea arcului la o săgeată pozitivă ;
l_s — distanța dintre centrul bolțului și centrul de curbură al saniei ;
r_s — raza saniei ;
h — înălțimea arcului la o săgeată pozitivă ;
α — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată pozitivă ;
l' — deschiderea arcului la o săgeată negativă ;
h' — înălțimea arcului la o săgeată negativă ;
α' — unghiul la centrul saniei pentru o săgeată negativă ;
l_s, r_s — se aleg constructiv.

În funcție de figura 2a se obține expresia săgeții pozitive a arcului cu foi :

$$f = \delta_0 - h + \frac{l_b}{2l}\,r_s\,(\cos\alpha_b - \cos\alpha), \qquad (4)$$

iar în funcție de figura 2*b* rezultă expresia săgeții negative a arcului cu foi :

$$f' = \delta_0 + h' - \frac{l_b}{2l'}\,r_s\,(\cos\alpha' - \cos\alpha_b)\,, \qquad (5)$$

unde :

δ_0 este distanța inițială dintre brida arcului și linia orizontală ce trece prin centrul bolțului ;
α_b — unghiul la centrul saniei pentru care cele două brațe ale arcului au lungimi egale ;
l_b — deschiderea la care brațele arcului au lungimi egale.

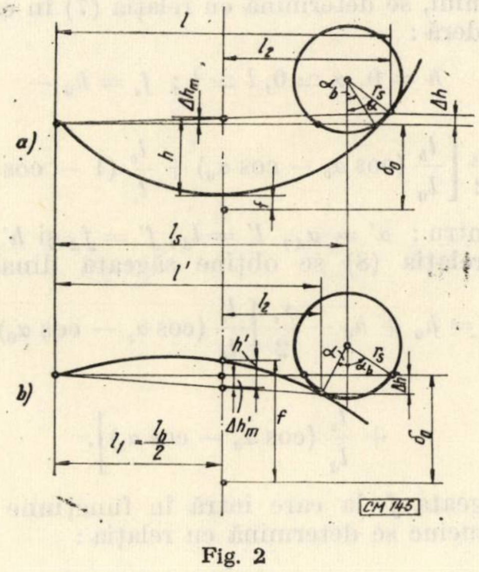


Fig. 2

Din figura 3 se obține relația :

$$\delta_0 = h_0 - \frac{l_b}{2l_0}\,r_s\,(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0)\,. \qquad (6)$$

Din relațiile (4), (5) și (6) se obțin formulele:

$$f = h_0 - h - \frac{r_s}{2}\left[\frac{l_b}{l_0}(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0) - \frac{l_b}{l}(\cos\alpha_b - \cos\alpha)\right] \tag{7}$$

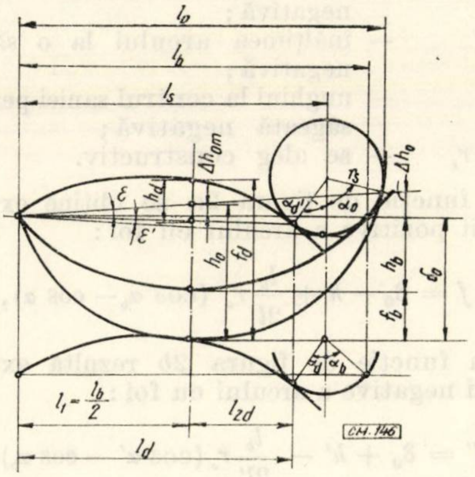


Fig. 3

și

$$f' = h_0 + h' - \frac{r_s}{2}\left[\frac{l_b}{l_0}(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0) + \frac{l_b}{l'}(\cos\alpha' - \cos\alpha_b)\right]. \tag{8}$$

Săgeata f_s, corespunzătoare formei rectilinii a arcului, se determină cu relația (7) în care se consideră:

$$h = 0,\ \alpha \simeq 0,\ l \simeq l_s;\ f_s = h_0 - \frac{r_s}{2}\left[\frac{l_b}{l_0}(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0) + \frac{l_b}{l_s}(1 - \cos\alpha_b)\right]. \tag{9}$$

Pentru: $\alpha' = \alpha_d$, $l' = l_d$, $f' = f_d$ și $h' = h_d$, din relația (8) se obține săgeata dinamică:

$$f_d = h_0 + h_d - \frac{r_s}{2}\left[\frac{l_b}{l_0}(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0) + \frac{l_b}{l_d}(\cos\alpha_d - \cos\alpha_b)\right]. \tag{10}$$

Săgeata f_c la care intră în funcțiune arcul de cauciuc se determină cu relația:

$$f_c = f_s - \delta_s = f_d - \delta_d.$$

Pentru ca aproximațiile introduse în calculele precedente să nu provoace erori mari, este necesar ca unghiurile ε și ε' (fig. 3) să fie cît mai mici; la calculul acestor unghiuri se folosesc formulele:

$$\varepsilon = \operatorname{arc\,tg}\left[\frac{r_s}{l_0}(\cos\alpha_b - \cos\alpha_0)\right] \text{ și } \varepsilon' = \operatorname{arctg}\left[\frac{r_s}{l_s}(1 - \cos\alpha_b)\right], \tag{11}$$

deduse din figura 3.

În vederea obținerii unei suspensii confortabile, se impune, începînd de la sarcina în gol și pînă la sarcina maximă dinamică, o caracteristică elastică parabolică sau exponențială.

Dacă se impune suspensiei o caracteristică elastică avînd forma unei parabole cubice (fig. 4), de ecuația:

$$P = k^2(1 + \mu^2 f^2)\, f,$$

se obțin relațiile [5]:

$$k^2 = \frac{P_g f_n^3 - P_n f_g^3}{(f_n^2 - f_g^2)\, f_n f_g}, \quad \mu^2 = \frac{P_n f_g - P_g f_n}{P_g f_n^3 - P_n f_g^3}; \tag{12}$$

precum și condiția:

$$f_n \frac{P_g}{P_n} < f_g < f_n \sqrt[3]{\frac{P_g}{P_n}}, \tag{13}$$

unde:

P_n este sarcina nominală (utilă);
P_d — sarcina maximă dinamică.

În expresiile de mai sus, $f_n \leqslant f_s$, iar sarcinile P_g și P_n sînt cunoscute prin tema de proiectare.

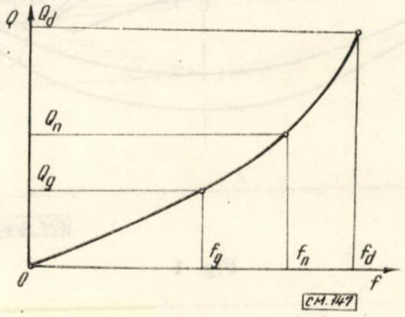


Fig. 4

Dacă se impune suspensiei o caracteristică elastică exponențială de forma:

$$P = P_0\, e^{kf}, \tag{14}$$

constanta k se determină cu relația:

$$k = \frac{\pi^2 \nu^2}{900\ g}, \tag{15}$$

unde:

ν este frecvența impusă micilor oscilații ale suspensiei;
g — accelerația gravitațională.

Constanta P_0 precum și săgețile f_g, f_d corespunzătoare respectiv sarcinilor P_g, P_d se determină, în virtutea formulei (14), cu relațiile:

$$P_0 = P_n\, e^{-kf_n},\ f_g = \frac{1}{k}\ln\frac{P_g}{P_0},\ f_d = \frac{1}{k}\ln\frac{P_d}{P_0}; \quad P_d = \varepsilon_d P_n; \tag{16}$$

unde:

ε_a — coeficientul dinamic al suspensiei.

Între săgeata $f = 0$ şi $f = f_g$ nu este necesară menţinerea pe exponenţială avînd în vedere că deformaţia f_g este permanentă.

Arcul semieliptic prevăzut cu legături de tip bolţ-sanie are braţele neegale.

Pentru dimensionarea acestui arc se neglijează momentele încovoietoare produse de componentele orizontale $P_1\text{tg}\alpha_b$, $P_2\text{tg}\alpha$ ale reacţiunilor din legături (fig. 5).

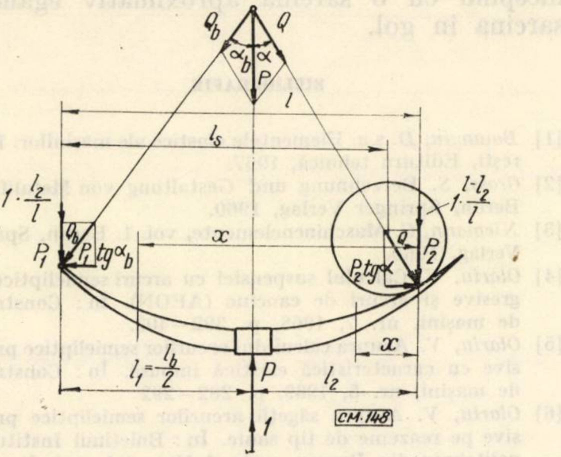


Fig. 5

Săgeata arcului se obţine pe baza formulei lui Mohr [6], sub forma:

$$f = 4q\frac{l_1^2\, l_2^2\, P}{nba^3\,(l_1 + l_2)\,E}, \tag{17}$$

unde:

q este coeficientul de formă al arcului care ţine seamă de abaterea arcului de la forma dreptunghiulară la cea trapezoidală;

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului arcului;

b — lăţimea unei foi;

a — grosimea unei foi,

care corespunde cu expresia săgeţii arcului cu braţe neegale indicată în lucrarea [2] şi în care l_1 reprezintă lungimea braţului arcului cuprins între bridă şi bolţ.

Efortul unitar de încovoiere în secţiunea de încastrare a arcului (care trece prin mijlocul bridei) se determină în virtutea formulei lui Navier, cu relaţia:

$$\sigma = 6\frac{l_1\, l_2\, P}{nba^2\,(l_1 + l_2)}. \tag{18}$$

Din expresiile (17) şi (18) se obţine relaţia de legătură între efortul unitar de încovoiere σ şi săgeata f a arcului:

$$\sigma = \frac{3\,afE}{2ql_1\, l_2} = \frac{3aE}{2ql_1}\cdot\frac{f}{l - l_1}, \tag{19}$$

care serveşte la verificarea efortului unitar de încovoiere pentru diferite săgeţi şi deschideri ale arcului cu foi.

Numărul de foi ale arcului se determină, în baza formulei (17), cu relaţia:

$$n = 4\,q_n\frac{l_1^2\,(l_n - l_1)^2\,(P_n - V_n)}{ba^3 f_n\, l_n E}. \tag{20}$$

Capacitatea portantă a arcului cu foi P_{ai} la deschiderea l_i se determină, tot pe baza formulei (17), cu relaţia:

$$P_{ai} = \frac{nba^3\,E}{4ql_1^2}\cdot\frac{f_i\, l_i}{(l_i - l_1)^2}, \tag{21}$$

care serveşte la trasarea caracteristicii elastice a arcului cu foi.

Deformaţia arcului de cauciuc δ_i, la o săgeată f_i a arcului cu foi, se obţine cu formula:

$$\delta_i = f_i - f_c, \tag{22}$$

iar sarcina preluată de arcul de cauciuc V_i, la deformaţia δ_i, se determină cu formula:

$$V_i = P_i - P_{ai}. \tag{23}$$

În funcţie de sarcinile ce trebuie preluate de arcul de cauciuc, la diferite deformaţii ale sale, se va trasa caracteristica elastică necesară, respectiv se va alege arcul existent a cărui caracteristică elastică corespunde cu cea necesară.

Aplicaţie numerică pentru suspensia osiei din faţă a autobasculantei SR—15—10. Mărimile stabilite prin tema de proiectare sînt:

$$P_n = 1\,600\ \text{kgf},\quad P_g = 925\ \text{kgf},\quad r_s = 25\ \text{cm},$$
$$b = 9\ \text{cm},\quad a = 1\ \text{cm}.$$

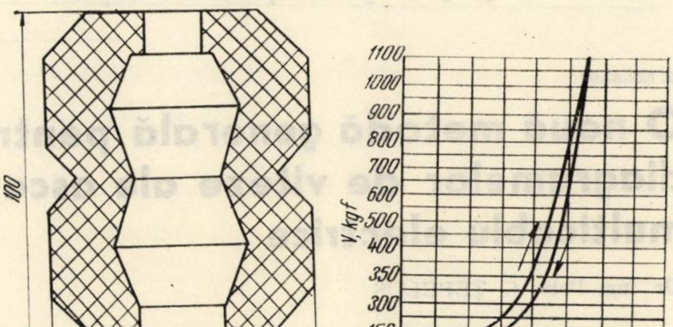


Fig. 6

Avînd în vedere o caracteristică elastică exponenţială, se mai aleg următoarele mărimi:

$$l_s = 135\ \text{cm},\quad f_n = 10{,}5\ \text{cm},\quad \nu = 110\ \text{oscil/min},$$
$$\lambda = 0{,}09,\quad \varepsilon_a = 1{,}84.$$

Mărimile calculate sînt trecute în tabela 1.

Pentru a satisface caracteristica elastică impusă suspensiei se alege arcul de cauciuc (fig. 6), proiectat la uzina de autocamioane din Braşov.

Tabela 1

k [cm^{-1}]	0,135	α_0	20°30′	f_s [cm]	12,16	P_{as}[kgf]	1 900
P_0[kgf]	390	l_0[cm]	144	ε	0°30′	P_{ad}[kgf]	2 570
P_d [kgf]	2 940	h_0[cm]	12,95	ε'	0°10′	σ_s [kgf/cm^2]	5 120
f_g [cm]	6,4	l_b [cm]	140	f_n [cm]	10,5	σ_d[kgf/cm^2]	8 020
f_d [cm]	14,9	α_b	11°30′	l_n [cm]	136,2	f_c[cm]	10,9

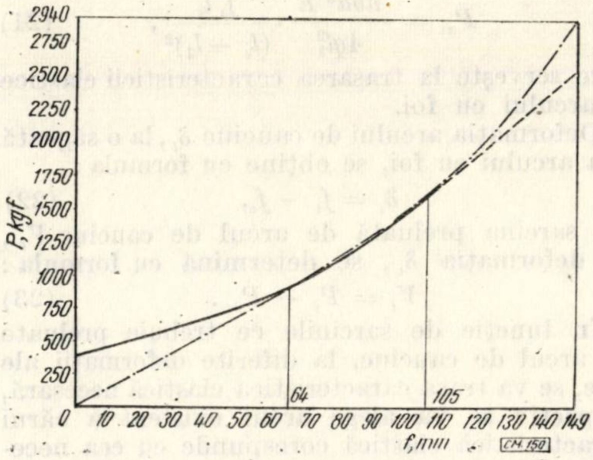


Fig. 7

În figura 7 este reprezentată cu linie plină caracteristica elastică exponenţială care a fost impusă suspensiei, cu linie întreruptă caracteristica elastică a arcului cu foi şi cu linie punctată caracteristica elastică reală a suspensiei, care se suprapune practic peste cea impusă începînd cu o sarcină aproximativ egală cu sarcina în gol.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boiangiu, D.* ş.a. Elementele elastice ale maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Gross, S.* Berechnung und Gestaltung von Metallfedern Berlin, Springer Verlag, 1960.

[3] *Niemann, G.* Maschinenelemente, vol. 1. Berlin, Springer Verlag, 1960.

[4] *Olariu, V.* Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive şi arcuri de cauciuc (AEON). În: Construcţia de maşini, nr. 7, 1968, p. 392—403.

[5] *Olariu, V.* Asupra calculului arcurilor semieliptice progresive cu caracteristică elastică impusă. În: Construcţia de maşini, nr. 5, 1969, p. 282—292

[6] *Olariu, V.* Asupra săgeţii arcurilor semieliptice progresive pe reazeme de tip sanie. În: Buletinul Institutului politehnic din Braşov, seria A-Mecanică, vol. X, 1968, p. 247—257.

[7] *Olariu, V.* Suspensie cu caracteristică elastică exponenţială. În: Revista transporturilor, vol. 16, nr. 3, 1969, p. 117—119.

[8] *Sontheimer, G.* Berechnung von geschichteten Halbelliptik-Blatfedern für Lastwagen und Omnibusse, Teil 1. În: ATZ, oct. 1958.

[9] *Urmă, D.* şi *Ionescu, Gh.* Arcuri pentru vehicule. Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.

CZ 622.67.07

O nouă metodă generală pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale ascensoarelor monocablu şi multicablu electrice

Dr. ing. Petre C. ŢEPELUŞ

Cele prezentate în lucrarea de faţă se referă la ascensoarele electrice din clădiri, precum şi la cele amplasate în puţurile miniere (cu colivii sau schipuri), destinate pentru transportul de personal, cărbune, minereuri etc., care funcţionează după diagrame de viteze cu 2, 3 şi 4 perioade. Aceste instalaţii, în esenţă, nu se deosebesc din punct de vedere constructiv şi al legilor care definesc dinamica lor. Faptul că diagrama de viteze reprezintă mărimea prescrisă a sistemului de reglare automată a maşinii de ridicat şi forma ei influenţează dinamica şi indicii tehnico-economici ai instalaţiei, edifică asupra necesităţii şi importanţei existenţei unei metode generale şi riguroase pentru calculul parametrilor ei, metodă care se redă mai jos.

În general, pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze în majoritatea ţărilor, se utilizează formulele din mecanica clasică şi prin tatonare se caută valorile lor preferabile pentru un caz dat [1], [2], [3], [4], [5] [9]. Formulele de calcul sau metodele existente, fie nu au fost deduse în funcţie de parametrii generali adimensionali ai ascensoarelor — factorul de viteză α şi constanta regimului dinamic c* — fie sînt utilizabile numai în cazuri limitate.

În metoda care se propune, formulele pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze sînt elaborate în funcţie de factorul de viteză α, care reprezintă criteriul de similitudine cinetic al ascensoarelor, în raport cu drumul total parcurs H şi cu durata unei curse T. În acest scop s-a dovedit oportună introducerea coeficienţilor cinetici globali adimensionali [6], [7] de timp τ_t şi ai drumului parcurs τ_h, în componenţa cărora intră coeficienţii cinetici adimensionali ε_i şi ν_i, precum şi coeficientul de formă al diagramei de viteze τ, prezentaţi în lucrarea [8]. De asemenea, în expresia lor intră raportul dintre duratele de timp ale perioadelor tranzitorii notat prin simbolul β_t care marchează posibilitatea de asimetrie a diagramelor de viteze. În vederea depăşirii deficienţei din metoda propusă de G. M. Elancik [1], precizată în lucrarea [7], au fost utilizate formulele elaborate de autor pentru calculul coeficienţilor ε_i' şi ν_i' în funcţie de acceleraţia finală a_{1f} [5] [6].

---

* Factorul de viteză α a fost introdus de prof. V. G. Makarov, şi constanta c de acad. M. M. Fedorov [10], iar în lucrare se foloseşte formula lui c dată de prof. dr. doc. G. M. Elancik [1].

Sub această formă, formulele elaborate au permis folosirea directă a unei relaţii optimale, dedusă de autor, de legătură între parametrii cinematicii şi dinamicii, concretizată prin relaţia optimală între α şi c, relaţie care în cazul ascensoarelor are următoarea formă [6], [8]:

$$\alpha = 1 + xc, \tag{1}$$

unde :

$$\alpha = \frac{V}{\frac{H}{T}} = \frac{V}{V_{med}};$$

$$c = \mu \frac{H}{T^2} = \frac{\mu V^2}{H\alpha^2}; \tag{2}$$

$$\mu = \frac{m}{Q}.$$

În formula (1) x are următoarele valori : 1,15 pentru instalaţii de extracţii miniere cu colivii şi 1,25 pentru cele cu schipuri. Parametrul μ, denumit factorul de masă, reprezintă valoarea maselor m ale elementelor în mişcare ale ascensorului, reduse la periferia organului de înfăşurare, raportate la sarcina utilă Q static neechilibrată. În exemplificarea metodei se vor folosi numai diagramele de viteze frecvent uzitate, precum şi aceea care se propune.

Drumul total parcurs H în timpul unei curse T al cabinei (sau coliviei) ascensorului care funcţionează după o diagramă cu trei perioade (fig. 1, *a*, *b*, *c*), avînd în vedere acceleraţiile din prima perioadă a_1 şi din a treia a_3 precum şi expresiile pentru t şi h [6], [9], este egal cu :

$$h_1 + h_2 + h_3 = \nu_1 \frac{V^2}{a_1} + V\,[T - (t_1 + t_3)] + + \nu_3 \frac{V^2}{a_3}, \text{ m}; \tag{3}$$

unde :

$$h_2 = Vt_2 = V\,[T - (t_1 + t_3)] = = V\left[T - \left(\varepsilon_1 \frac{V}{a_1} + \varepsilon_3 \frac{V}{a_3}\right)\right]; \tag{3a}$$

$$t_1 = \varepsilon_1 \frac{V}{a_1}; \quad t_3 = \varepsilon_3 \frac{V}{a_3}; \quad h_1 = \nu_1 \frac{V^2}{a_1};$$
$$h_3 = \nu_3 \frac{V}{a_3}. \tag{4}$$

Introducînd în expresia (3) valoarea lui V în funcţie de factorul α din formula (2) şi ţinînd seamă de formulele (3a) şi (4), se obţine ecuaţia fundamentală a cinematicii ascensoarelor care funcţionează după diagrame de viteze cu trei perioade în următoarele forme :

$$\frac{V^2}{a_1}\tau_3 - VT + H = 0$$

sau

$$\frac{\alpha^2}{a_1}\frac{H}{T^2}\tau_3 - (\alpha - 1) = 0. \tag{5}$$

În formula (5) simbolul τ_3 reprezintă coeficientul cinetic de formă al diagramei de viteze, formulele generale pentru calculul lui fiind prezentate în tabela 1. Înlocuind valoarea lui a_1 din ecuaţia (5) în expresiile (3a) şi (4) şi valoarea lui $\beta_t = \frac{t_3}{t_1}$, se obţin formulele generale pentru calculul parametrilor diagramei de viteze cu trei perioade redate în tabela 1, tabelă în care se prezintă şi formulele coeficienţilor globali τ_{ti} şi τ_{hi}. Formulele generale pentru calculul valorilor coeficientului τ_3 — avînd în vedere expresiile pentru calculul coeficienţilor cinetici ε_i şi ν_i exprimaţi în funcţie de raportul $k_1 = \frac{1}{k} = \frac{a_{1f}}{a_1}$ între acceleraţia iniţială a_1 şi cea finală a_{1f}, prezentate în [2] şi relaţiile din tabela 1, pentru diagramele de viteze care au aceleaşi legi de mişcare în perioadele tranzitorii — vor avea formele precizate în continuare. Astfel, cînd mişcarea este uniform accelerată, neuniform accelerată şi încetinită [6], [7], se obţine :

$$\tau_{3a} = (1 + \beta_t)(\varepsilon_1 - \nu_1) = = (1 + \beta_t)\left[\frac{2}{1+k} - \frac{2}{3}\cdot\frac{2+k}{(1+k)^2}\right], \tag{6}$$

sau

$$\tau_{3a} = (1 + \beta_t)(\varepsilon_1' - \nu_1') = = (1 + \beta_t)\left[\frac{2}{1+k_1} - \frac{2}{3}\,\frac{[2k_1 + 1}{(1+k_1)^2}\right], \tag{7}$$

cînd variaţia vitezei [6] este $(k_1 = k = 0)$ de forma integralei (fig. 2), rezultă :

$$\tau_{3a} = (1 + \beta_t)(\varepsilon_1 - \nu_1) = = (1 + \beta_t)\left[\frac{1}{1 - d_c} - \frac{1}{2(1 - d_c)}\right] = \frac{1 + \beta_t}{2(1 - d_c)}. \tag{8}$$

Tabela 1

Denumirea parametrului	Formulele generale pentru calculul parametrilor diagramei de viteze	Coeficienţii cinetici	
		Cazul general	Diagrama de viteze cu aceleaşi legi de mişcare în perioadele tranzitorii
Diagrame de viteze cu două perioade			
t_1, t_2	$\tilde\tau_t \frac{H}{V} = \tilde\tau_t \frac{T}{\alpha}$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1}{\tau_2}$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1}{(1+\beta_t)(\varepsilon_1-\nu_1)}$
t_2	$\beta_t\ t_1$	$\beta_t = \frac{t_2}{t_1} \quad \frac{a_1}{a_2} \quad \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}$	$\beta_t = \frac{a_1}{a_2}$
h_1	$\tilde\tau_{h1}\ H$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{\nu_1}{\tau_2}$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{1}{(1+\beta_t)}$
h_2	$\tilde\tau_{h2} \frac{V_2}{a_1} = \tilde\tau_{h2}\, \beta_t\, H$	$\tilde\tau_{h2} = \frac{\nu_2}{\varepsilon_3} \quad \frac{\varepsilon_1}{\tau_2}$	$\tilde\tau_{h2} = \frac{1}{1+\beta_t}$
a_1, a_2	$a_1 = \frac{V_2}{T}\tilde\tau_2 = \frac{\alpha^2 H}{T^2}\tilde\tau_2 \ ;\ a_2 = \frac{a_1}{\varepsilon_1} \cdot \frac{\varepsilon_2}{\beta_t}$	$\tilde\tau_2 = \nu_1 + \frac{\nu_2 \varepsilon_1}{\varepsilon_2}\beta_t$	$\tilde\tau_2 = (1+\beta_t)\,\nu_1$
T	$\alpha\sqrt{\frac{H\tilde\tau_2}{a_1}}$		
Diagrame de viteze cu trei perioade			
t_1	$\tilde\tau_t \frac{VT-H}{V} = \tilde\tau_t \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1}{\tau_3}$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1}{(\varepsilon_1-\nu_1)(1+\beta_t)}$
t_2	$T(1-\tilde\tau_{t2}\frac{VT-H}{V}) = T(1-\tilde\tau_{t2}\frac{\alpha-1}{\alpha})$	$\tilde\tau_{t2} = \tilde\tau_t(1+\beta_t)$	$\tilde\tau_{t2} = \frac{\varepsilon_1(1+\beta_t)}{\varepsilon_1-\nu_1}$
t_3	$\beta_t\, t_1 = \beta_t\, \tilde\tau_t \frac{\alpha-1}{\alpha} T$	$\beta_t = \frac{t_3}{t_1} = \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} = \frac{a_1}{a}$	$= \frac{a_1}{a_3}$
h_1	$\tilde\tau_1 (VT-H = \tilde\tau_{h1}(\alpha-1)H$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{\nu_1}{\tau_3}$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{\nu_1}{(1+\beta_t)(\varepsilon_1-\nu_1)}$
h_2	$H-\tilde\tau_{h2}(VT-H) = H(1-\tilde\tau_{h2}(\alpha-1))$	$\tilde\tau_{h2} = \nu_1 + \frac{\nu_3\varepsilon_1}{\tilde\tau_3\varepsilon_3}\beta_t$	$\tilde\tau_{h2} = \frac{\nu_1}{\varepsilon_1-\nu_1}$
h_3	$\beta_t\, \tau_{h3}(VT-H) = \beta_t\, \tilde\tau_{h3}(\alpha-1)H$	$\tilde\tau_{h3} = \frac{\nu_3\varepsilon_1}{\tilde\tau_3\varepsilon_3}$	$\tilde\tau_{h3} = \tilde\tau_{h1}$
a_1, a_2	$a_1 = \frac{V^2}{VT-H}\tilde\tau_3 = \frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}\tau_3 \ ;\ a_3 = \frac{a_1\varepsilon_3}{\beta_t\varepsilon_1}$	$\tilde\tau_3 = (1+\beta_t)\varepsilon_1 - (\nu_1 + \frac{\nu_3}{\varepsilon_3}\varepsilon_1\beta_t)$	$\tilde\tau_3 = (1+\beta_t)(\varepsilon_1-\nu_1)$
T	$\frac{V}{a_1}\tilde\tau_3 + \frac{H}{V} = \alpha\sqrt{\frac{H\tilde\tau_3}{(\alpha-1)a_1}}$		
Diagrame de viteze cu patru viteze $\beta_t = 1$			
$t_1 = \frac{t_3}{\beta_t}$	$\tilde\tau_t \frac{VT-b_4H}{V} = \tilde\tau_t \frac{\alpha-b_4}{\alpha} T$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1\gamma_{T0}}{\tilde\tau_4}$	$\tilde\tau_t = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1(1+\gamma_v)-\nu_1(1+\gamma_v^3)}$
t_2	$T_0 - \tilde\tau_{t2}\frac{VT-b_4H}{V} = T(\gamma_{T0} - \tilde\tau_{t2}\frac{\alpha-b_4}{\alpha})$	$\tilde\tau_{t2} = \tilde\tau_t(1+\beta_t)$	$\tilde\tau_{t2} = 2\,\tilde\tau_t$
h_1	$\tilde\tau_{h1}(VT-b_4H) = \tilde\tau_{h1}(\alpha-b_4H)$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{\nu_1}{\tilde\tau_4}$	$\tilde\tau_{h1} = \frac{\nu_1}{\varepsilon_1(1+\gamma_v)-\nu_1(1+\gamma_v^3}$
h_3	$\beta_t\tilde\tau_{h3}(VT-b_4H) = \beta_t\tilde\tau_{h3}(\alpha-b_4)H;\ \nu_m = \varepsilon_1(\frac{\nu_3}{\tilde\tau_4}\gamma_v^3 + (1-\gamma_v))$	$\tilde\tau_{h3} = \frac{\nu_m}{\tilde\tau_4}$	$\tilde\tau_{h3} = \frac{\nu_m}{\tilde\tau_4}\ ;\ \beta_t = 1$
h_2	$H_0 - \tilde\tau_{h2}(VT-b_4H) = H(\gamma_{m0} - \tilde\tau_{h2}(\alpha-b_4))$	$\tau_{h2} = \frac{\varepsilon_1\gamma_{T0}(1+\beta_t)}{\tilde\tau_4}$	$\tilde\tau_{h2} = \frac{2\varepsilon_1\gamma_{T0}}{\varepsilon_1(1+\gamma_v)-\nu(1+\gamma_v^3)}$
a_1, a_3	$a_1 = \frac{\alpha^2}{\alpha-b_4}\ \frac{H}{T^2}\tilde\tau_4 \ ;\ a_3 = \frac{a_1\varepsilon_3}{\varepsilon_1\gamma_v\beta_t}$	$\tilde\tau_4 = \varepsilon_1(1+\gamma_v\beta_t) - (\nu_1 + \frac{\nu_3\varepsilon_3}{\varepsilon_1}\gamma_v^3\beta_t)$	$\tau_4 = \varepsilon_1(1+\gamma_v) - \nu_1(1+\gamma_v^3)$
δ_{H0}, γ_{T0}	$\gamma_{T0} = \frac{T_0}{T} = \frac{T-t_d}{T}\ ;\ \gamma_{H0} = \frac{H_0}{H}\ \frac{H-h_d}{H}\ ;\ T_0 = T-t_d$	$\gamma_v = \frac{V_1}{V}$	$\gamma_v = \frac{V_1}{V}$
T	$\frac{V}{a_1}\tilde\tau_4 + b_4\frac{H}{V} = \alpha\sqrt{\frac{H\tau_4}{a_1(\alpha-b_4)}}$	$b_4 = \frac{\gamma_{H0}}{\gamma_{T0}}$	$b_4 = \frac{\gamma_{H0}}{\gamma_{T0}}$
t_d	$\frac{h''}{V_d} + \frac{V_d}{a_d}\ \varepsilon_d = t'' + t'\ ;\ h_d = h_d'' + h_d'\ ;\ H_0 = H - h_d$	$\beta_t = \frac{t_3}{t_1}$	$\beta_t = 1$

Tepeluş

În tabela 2 se prezintă valorile obţinute pentru coeficientul τ_3 pentru diagramele de viteze cu trei perioade, frecvent întîlnite în practică, cînd în timpul duratelor t_1 şi t_3 avem aceleaşi legi de mişcare, iar în tabela 3 se dau valorile coeficienţilor cinetici globali de timp τ_t şi al drumului parcurs τ_h.

În cazul diagramelor de viteze cu două perioade (fig. 3) drumul total parcurs este egal cu :

$$h_1 + h_2 = \nu_1 \frac{V^2}{a_1} + \nu_3 \frac{V}{a_3} = H, \text{ m.} \quad (9)$$

După efectuarea transformărilor corespunzătoare în formula (9), se obţin următoarele va-

Tabela 2

k	k_1	β_t	τ_s	Tipul diagramei de viteze cu trei perioade
1		$\neq 1{,}0$	$\frac{1}{2}(1+\beta_t)$	Asimetrică, cu variaţia liniară a vitezei $(\varepsilon_1 = 1{,}0;\ \nu_1 = 0{,}5)$
1		1,0	1,0	Idem, simetrică
0	—	$\neq 1{,}0$	$\frac{2}{3}(1+\beta_t)$	Asimetrică, cu variaţia parabolică a vitezei şi descreşterea liniară a acceleraţiei a_1: $\left(\varepsilon_1 = 2{,}0;\ \nu_1 = \frac{4}{3}\right)$
0	—	1,0	4/3	Idem, simetrică
—		$\neq 1{,}0$	$\frac{4}{3}(1+\beta_t)$	Asimetrică, cu variaţia parabolică a vitezei şi creşterea liniară a acceleraţiei $\left(\varepsilon_1 = 2{,}0;\ \nu_1 = \frac{2}{3}\right)$
—		1,0	$\frac{8}{3}$	Idem, simetrică
0		$\neq 1{,}0$ $d_c = 0{,}1$	$\frac{1}{2} + \frac{\beta_t}{(1-d_c)} = \frac{1+\beta_t}{1{,}8}$	Asimetrică, cu variaţia vitezei de formă integrală $(\varepsilon_1 = 1{,}1;\ \nu_1 = 0{,}55)$
0		1,0 $d_c = 0{,}1$	$\frac{1}{1-d_c} = 1{,}11$	Idem, simetrică
0		$\neq 1{,}0$	$0{,}57\ (1+\beta_t)$	Asimetrică, cu variaţia vitezei după legea sinusului
0		1,0	$\frac{\pi}{2}$	Idem, simetrică $(\varepsilon_1 = 1{,}57;\ \nu_1 = 1)$.

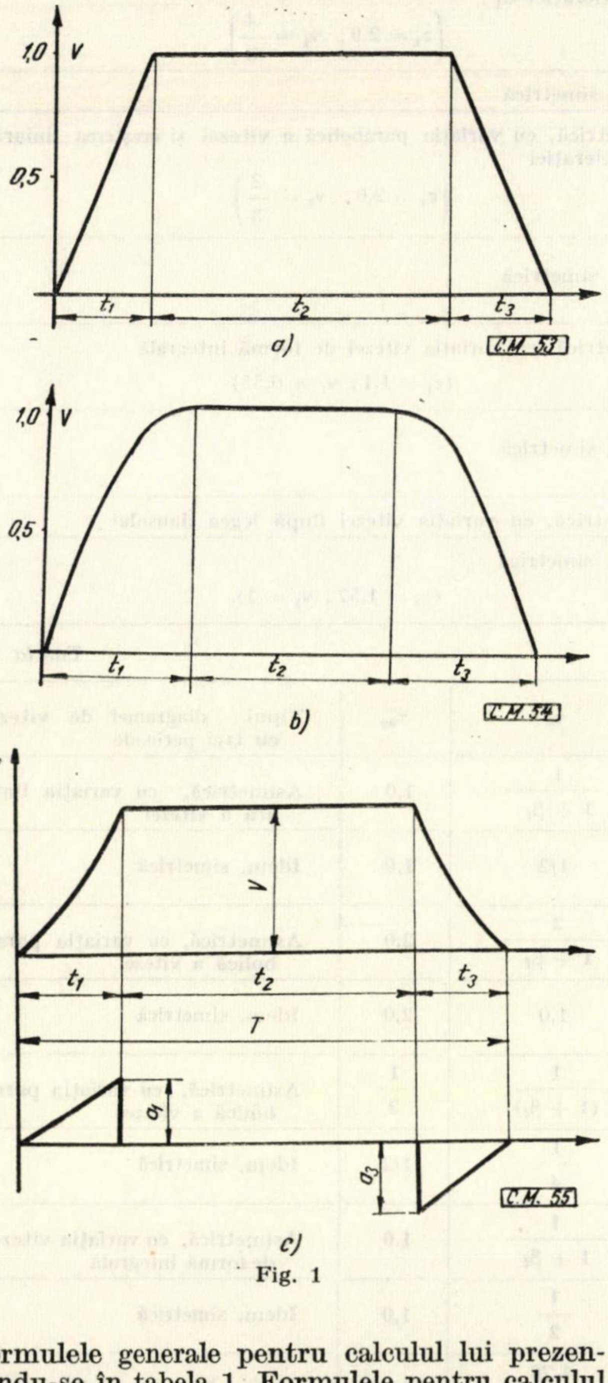
Tabela 3

k	k_1	β_t	τ_t	τ_{t2}	τ_h	τ_{h2}	Tipul diagramei de viteze cu trei perioade
1	1	$\neq 1{,}0$	$\frac{2{,}0}{1+\beta_t}$	2,0	$\frac{1}{1+\beta_t}$	1,0	Asimetrică, cu variaţia liniară a vitezei
1	1	1,0	1	2,0	1/2	1,0	Idem, simetrică
0	—	$\neq 1{,}0$	$\frac{3}{1+\beta_t}$	3,0	$\frac{2}{1+\beta_t}$	2,0	Asimetrică, cu variaţia parabolică a vitezei
0	—	1,0	$\frac{2}{3}$	3,0	1,0	2,0	Idem, simetrică
—	0	$\neq 1{,}0$	$\frac{3}{2}\ \frac{1}{1+\beta_t}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{1}{(1+\beta_t)}$	$\frac{1}{2}$	Asimetrică, cu variaţia parabolică a vitezei
—	0	1,0	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{2}$	$\frac{1}{4}$	1/2	Idem, simetrică
0	0	$\neq 1{,}0$	$\frac{2{,}0}{1+\beta_t}$	2,0	$\frac{1}{1+\beta_t}$	1,0	Asimetrică, cu variaţia vitezei de formă integrală
0	0	1,0	1,0	2,0	$\frac{1}{2}$	1,0	Idem, simetrică
0	—	$\neq 1{,}0$	$\frac{2{,}76}{(1+\beta_t)}$	2,75	$\frac{1{,}76}{1+\beta_t}$	1,75	Asimetrică, cu variaţia vitezei după legea sinusului
0	—	1,0	1,36	2,75	0,88	1,75	Idem, simetrică

riante ale ecuaţiei fundamentale a cinematicii ascensoarelor care funcţionează după diagrame de viteze cu două perioade :

$$\frac{V^2}{a_1}\tau_2 - 1 = 0 \text{ sau } \frac{\alpha^2}{\alpha_1}\frac{H}{T^2}\tau_2 - 1 = 0.$$

În formula (9) simbolul τ_2 reprezintă coeficientul cinetic de formă al diagramei de viteze, formulele generale pentru calculul lui prezentîndu-se în tabela 1. Formulele pentru calculul coeficientului τ_2 în funcţie de coeficienţii cinetici ε_i şi ν_i exprimaţi în raport cu coeficienţii k_1 şi k pentru diagrame de viteze analizate au următoarele forme :



a)

b)

c)

Fig. 1

— în cazul mişcării uniform accelerate, neuniform accelerate şi neuniform încetinite [6], [7] :

$$\tau_{2a} = (1 + \beta_i)\,\nu_1 = \frac{2}{3}\,(1 + \beta_i)\,\frac{2 + k}{(1 + k)^2} =$$

$$= \frac{2}{3}\,(1 + \beta_i)\,\frac{2\,k_1 + 1}{(1 + k_1)^2}; \tag{11}$$

— cînd variaţia vitezei este de forma integralei :

$$\tau_{2a} = (1 + \beta_i)\,\nu_1 = \frac{1 + \beta_i}{2\,(1 - d_c)}. \tag{12}$$

În mod analog ca în cazul coeficientului τ_3 se pot determina valorile pentru coeficientul de forma τ_2. Introducînd valorile lui a_1 din ecuaţia (10) în expresiile (3a) şi (4) şi ţinînd seamă de valorile lui $\beta_i = \frac{t_2}{t_1}$ se obţin formulele generale pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze cu două perioade redate în tabela 1, tabelă în care se prezintă şi formulele pentru calculul coeficienţilor cinetici globali respectivi.

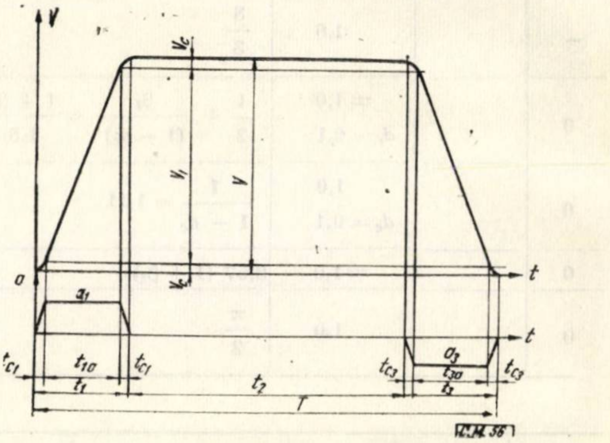


Fig. 2

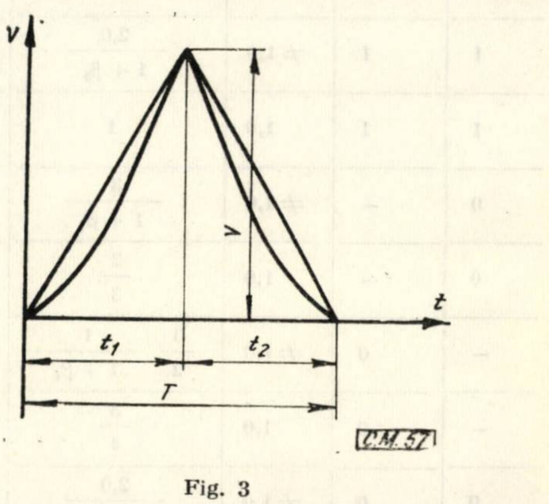


Fig. 3

Mărimea lui T, determinată din punct de vedere cinetic din expresiile (5) şi (10) şi redate în tabela 1, este echivalentă cu valoarea ei optimă care rezultă din condiţiile impuse de dinamica ascensorului pe baza relaţiilor (1) şi (2), şi anume:

$$T = \sqrt{\frac{\mu}{c}\sqrt{H}}, \text{ s.} \qquad (13)$$

Asemănător se procedează la alegerea valorii optime a acceleraţiei maxime din condiţiile impuse de dinamica instalaţiei, şi anume după formulele (6):

— pentru diagrame de viteze cu trei perioade:

$$a_1 = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1}\frac{H}{T^2}\tau_3 = \frac{(1 + xc)^2}{\mu xc}\tau_3; \qquad (14)$$

— pentru diagrame de viteze cu două perioade:

$$a_1 = \alpha^2 \frac{c}{\mu}\tau_2 = \frac{(1 + xc)^2}{\mu} c\ \tau_2. \qquad (15)$$

Formulele de mai sus şi expresia (1) arată că rezolvarea concretă a parametrilor cinetici ai ascensorului este determinată în final de valoarea optimă a lui c, deoarece coeficienţii cinetici τ, τ_t şi τ_h, parametrii μ şi H sînt cunoscuţi pentru o instalaţie şi un regim de funcţionare date. Modul de determinare tehnico-economic a valorii optime a constantei c, a factorului α şi a relaţiei optimale (1) între α şi c depăşeşte cadrul lucrării de faţă şi de aceea nu se prezintă.

Spre exemplificarea celor de mai sus, în tabela 4 se prezintă formulele pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze cu trei perioade, iar pentru celelalte forme de diagrame de viteze neanalizate în lucrare se pot utiliza formulele generale pentru calculul coeficienţilor cinetici τ, τ_t şi τ_h redate mai sus. Trecerea de la formulele pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze liniare la formulele pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze unghiulare se efectuează simplu prin aplicarea relaţiilor respective cunoscute din mecanica clasică.

Diagramele de viteze liniare cu patru perioade (fig. 4) sînt necesare în cazul acţionării ascensorului cu un motor asincron principal şi altul suplimentar care intră în funcţiune în perioada a patra, cînd are loc autonivelarea cabinei. Regimul de autonivelare începe la o distanţă h_d dată faţă de nivelul de oprire prevăzut cu o viteză V_d şi cu o acceleraţie a_d cunoscute în urma alegerii prealabile a regimului de frînare şi a valorilor prescrise elementelor de comandă a sistemului de acţionare electrică.

Drumul total parcurs în timpul celor patru perioade (fig. 4) este egal cu:

$$h_1 + h_2 + h_3 + h_d = H. \qquad (16)$$

Introducînd în formula (16) expresiile (2), (3a), (4), se obţine ecuaţia fundamentală a cinematicii ascensoarelor care funcţionează după diagrame de viteze cu patru perioade în următoarele variante:

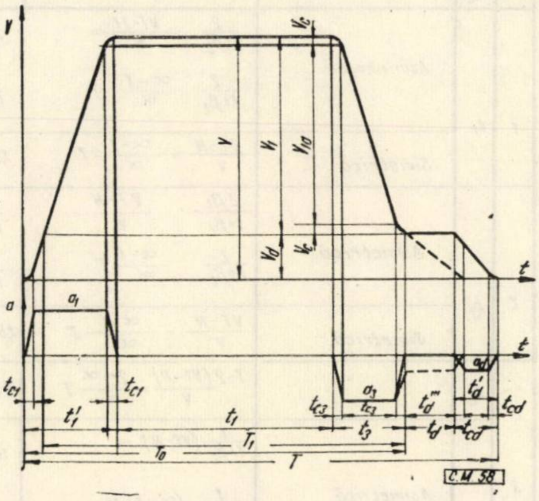


Fig. 4

$$\frac{V^2}{a_1}\tau_4 - V(T - t_d) + H - h_d = 0,$$

sau:

$$\frac{\alpha^2}{a_1}\frac{H}{T^2}\tau_4 - (\alpha - b_4) = 0. \qquad (17)$$

Înlocuind valoarea lui a_1 din ecuaţia (17) în expresiile (3a) şi (4) şi valoarea lui $\beta_t = \frac{t_3}{t_1}$, se obţin formulele generale pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze analizate care se prezintă în tabela 1, unde se redau, totodată, şi formulele pentru calculul coeficienţilor cinetici globali şi ale simbolurilor γ_V, γ_{T0}, γ_{H0} şi b_4.

Din cele de mai sus rezultă că viteza V_d, acceleraţia a_d şi drumul h_d influenţează valorile parametrilor diagramei de viteze analizate. De asemenea, formulele sînt valabile şi pentru instalaţiile miniere multicablu cu un schip şi contragreutate destinate pentru transportul de minereuri, încărcarea lui efectuîndu-se cînd el este suspendat în cablu. În cazul schipurilor destinate pentru transportul cărbunelui $h'' = 0$ şi diagrama de viteze prezintă modificări (punctat în fig. 4).

În prealabil, în general, se cunosc tipul de troliu al ascensorului (reductorul dacă se utilizează), sistemul lui de acţionare, viteza maximă V şi tipul de diagramă de viteze alese. Calculul parametrilor se poate face în două variante.

Tabela 4

Diagrame de viteze cu trei perioade*

n/n	Parametri		Viteza variază liniar, iar accelerația este constantă	Viteza variază parabolic și accelerația inițială (a_1) descrește liniar	Viteza variază parabolic și accelerația inițială (a_1) crește liniar	Viteza variază după forma integralei $\alpha_c = 0,1$
1	t_1	Asimetrică	$\frac{2}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{2}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{3}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3}{2(1+\beta_t)}\frac{VT-H}{V}=\frac{3}{2(1+\beta_t)}\cdot\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{2}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{2}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$
		Simetrică	$\frac{VT-H}{V}=\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$1{,}5\frac{VT-H}{V}=1{,}5\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3}{4}\cdot\frac{VT-H}{V}=\frac{3}{4}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{VT-H}{V}=\frac{\alpha-1}{\alpha}T$
2	t_3	Asimetrică	$\frac{2\beta_t}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{2}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3\beta_t}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{3\beta_t}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3\beta_t}{2(1+\beta_t)}\frac{VT-H}{V}=\frac{3\beta_t}{2(1+\beta_t)}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{2\beta_t}{1+\beta_t}\frac{VT-H}{V}=\frac{2}{1+\beta_t}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$
		Simetrică	$\frac{VT-H}{V}=\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$1{,}5\text{-}VT-H=1{,}5\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{3}{4}\cdot\frac{VT-H}{V}=\frac{3}{4}\frac{\alpha-1}{\alpha}T$	$\frac{VT-H}{V}=\frac{\alpha-1}{\alpha}T$
3	t_2		$T-2\frac{(VT-H)}{V}=\frac{2-\alpha}{\alpha}T$	$T-3(VT-H)=\frac{3-2\alpha}{\alpha}T$	$T-\frac{3}{4}(VT-H)=\frac{3-\alpha}{2\alpha}T$	$T-2\frac{(VT-H)}{V}=\frac{2-\alpha}{\alpha}T$
	h_1	Asimetrică	$\frac{1}{1+\beta_t}(VT-H)=\frac{1}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$	$\frac{2}{1+\beta_t}(VT-H)=\frac{2}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$	$\frac{1}{2(1+\beta_t)}(VT-H)=\frac{1}{2(1+\beta_t)}(\alpha-1)H$	$\frac{1}{1+\beta_t}(VT-H)=\frac{1}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$
		Simetrică	$\frac{1}{2}(VT-H)=\frac{1}{2}(\alpha-1)H$	$(VT-H)=(\alpha-1)H$	$\frac{1}{4}(VT-H)=\frac{1}{4}(\alpha-1)H$	$\frac{1}{2}(VT-H)=\frac{1}{2}(\alpha-1)H$
4	h_3	Asimetrică	$\frac{\beta_t}{1+\beta_t}(VT-H)==\frac{\beta_t}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$	$\frac{2\beta_t}{1+\beta_t}(VT-H)==\frac{2\beta_t}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$	$\frac{\beta_t}{2(H\beta_t)}(VT-H)==\frac{\beta_t}{2(1+\beta_t)}(\alpha-1)H$	$\frac{\beta_t}{1+\beta_t}(VT-H)==\frac{\beta_t}{1+\beta_t}(\alpha-1)H$
		Simetrică	$\frac{1}{2}(VT-H)=\frac{1}{2}(\alpha-1)H$	$(VT-H)=(\alpha-1)H$	$\frac{1}{4}(VT-H)=\frac{1}{4}(\alpha-1)H$	$\frac{1}{2}(VT-H)==\frac{1}{2}(\alpha-1)H$
5	H_2		$2H-VT=(2-\alpha)H$	$3H-VT==(3-2\alpha)H$	$\frac{3H-VT}{2}=\frac{(3-\alpha)}{2}H$	$2H-VT=(2-\alpha)H$
6	a_1	Asimetrică	$\frac{1+\beta_t}{2}\frac{V^2}{VT-H}==\frac{1+\beta_t}{2}\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$\frac{2}{3}(1+\beta_t)\frac{V^2}{VT-H}==\frac{2}{3}(1+\beta_t)\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$\frac{4}{3}(1+\beta_t)\frac{V^2}{VT-H}==\frac{4}{3}(1+\beta_t)\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$0{,}55(1+\beta_t)\frac{V^2}{VT-H}==0{,}55(1+\beta_t)\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$
		Simetrică	$\frac{V^2}{VT-H}==\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$\frac{4}{3}\frac{V^2}{VT-H}==\frac{4}{3}\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$\frac{8}{3}\frac{V^2}{VT-H}==\frac{8}{3}\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$	$1{,}1\frac{V^2}{VT-H}==1{,}1\frac{\alpha^2}{\alpha-1}\frac{H}{T^2}$
7	Soc e_{max}	m/s^3	∞	∞	$3{,}5\frac{\alpha^3}{(\alpha-1)^2}\frac{H}{T^3};\infty$	$1{,}1\frac{\alpha^3}{(\alpha-1)^2}\frac{H}{T^3}$

* Cînd se operează cu viteza și accelerația unghiulară în formule se schimbă numai simbolurile H_i în Ψ_i, v în ω și a_i în W_i

În prima variantă, inițial, în condițiile impuse de legea adoptată pentru variația vitezei și de utilizarea rațională a capacității de supraîncărcare a motorului, se aleg valorile accelerațiilor maxime a_1 și a_3. Apoi, conform formulelor din tabela 1, se procedează la determinarea valorii duratei T care este indicat să fie în concordanță cu condițiile impuse de asigurarea calității transportului. În urma determinării valorilor lui V și T se poate calcula și valoarea factorului α. În acest caz sînt posibile de utilizat și formulele parametrilor în funcție de coeficienții cinetici globali sau de coeficienții ε_i și ν_i. Unele calcule de tatonare în această variantă sînt inevitabile.

În a doua variantă de calcul, în primul rînd, se determină din punct de vedere tehnico-economic valoarea optimă a lui c și, apoi, a lui α, care conform principiului similitudinii trebuie să fie aceeași pentru un tip de troliu (monocablu sau multicablu) al ascensorului cu un sistem de acționare (motor sincron, motor de curent continuu etc.), indiferent de înălțimea de transport dată și viteza maximă rezultată. Formulele pentru calculul parametrilor în acest caz sînt cele prezentate în tabelele 1, 2 și 3, deci în funcție de factorul α. Din cele relatate mai sus rezultă că în ultima variantă de calcul al parametrilor se pun în concordanță factorii necesari teoretici, tehnici și economici. Ca urmare, ea este mai riguroasă, mai precisă și rapidă în efectuarea calculelor. Erorile care rezultă din calcul nu depășesc limitele prescrise în proiectare.

Exemplu: pentru un ascensor care transportă sarcini utile pe o înălțime de 50 m, să se calculeze parametrii diagramei simetrice de viteze cu trei perioade de funcționare; se dă valoarea 1,55 a lui μ și se cunosc valorile [6] $c = 0{,}18$ și $a_1 = 0{,}9\ \mathrm{m/s^2}$. Avînd în vedere datele din tabelele 1, 2 și 3 se obține:

$$\alpha = 1 + 1{,}15\,c = 1{,}207; \quad V = 1{,}207\ \frac{50}{20{,}7} =$$

$$= 2{,}82\ \mathrm{m/s}; \quad \beta_t = 1; \quad T = \sqrt{\frac{1{,}55}{0{,}18}}\,50 = 20{,}7\mathrm{s};$$

$$T = 1{,}207\sqrt{\frac{11{,}50}{(1{,}207-1)0{,}9}} = 20{,}7\ \mathrm{s};$$

$$t_e = 0{,}1\,t_1 = 0{,}33,\ \mathrm{s};$$

$$a_1 = a_3 = \frac{1{,}207^2}{1{,}207-1}\,\frac{50}{20{,}7^2}\,1{,}1 = 0{,}9\ \mathrm{m/s^2};$$

$$e_{max} = \frac{a_1}{t_e} = \frac{0{,}9}{0{,}33} = 2{,}62\ \mathrm{m/s^3};$$

$$t_1 = t_3 = 1\,\frac{1{,}207-1}{1{,}207}\ 20{,}7 = 3{,}15\ \mathrm{s};$$

$$t_2 = 20{,}7\left(1 - 2\ \frac{1{,}207-1}{1{,}207}\right) = 14{,}4\ \mathrm{s};$$

$$h_1 = h_3 = \frac{1}{2}\,(1{,}207-1)\ 50 = 5{,}5165\ \mathrm{m};$$

$$h_2 = (2 - 1{,}207)\ 50 = 39{,}67\ \mathrm{m}.$$

În concluzie, coeficienții cinetici ε_i și ν_i, mai ales cei globali τ_t și τ_h permit să se facă aprecieri calitative și determinări cantitative sintetice asupra parametrilor t, h și T ai diferitelor diagrame de viteze, iar coeficientul de formă al diagramei de viteze τ asupra parametrilor regimului dinamic (accelerație, șoc, moment maxim etc.). Coeficienții cinetici ε_i și ν_i se calculează [6], [7] atît pentru diagrama de viteze a componentei forțate a vitezei, care rezultă datorită acțiunii momentelor excitatoare ale motorului electric, cît și pentru aceea a componentei suplimentare a vitezei, determinată de elasticitatea elementelor în mișcare.

Metoda generală prezentată pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale ascensoarelor și instalațiilor de extracție miniere cu colivii și ale celor multicablu cu un schip permite deducerea de formule mai simple în care se realizează o legătură între parametrii cinematicii, dinamicii și eficienței economice a instalațiilor susnumite, ca urmare a utilizării parametrilor generali adimensionali și a relației optimale dintre ei.

Folosirea indicatorilor adimensionali mărește gradul ei de generalizare și de rigurozitate. Metoda este utilă în activitățile de cercetare și proiectare și pentru instalațiile asemănătoare (macarale, trolii de foraj etc.) de la caz la caz făcîndu-se modificările necesare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Elancik, G. M.* Uravnovsenie sistemî rudninogo pogema. Ughetchizdat, 1953.

[2] *Korneev, G. K., Korotkov, M. G., Moțohei, I.S.* și *Jdanov, B.V.* Liftî, Mașghiz, Moscova, 1958.

[3] *Crăciunoiu, V., Popovici, D., Cuciureanu, C., Popescu, A.* și *Stanca, C.* Ascensoarele electrice. București, Editura tehnică, 1966.

[4] *Șliarski, F. H.* Fiziko-mehaniceskie osnovî electriceskovo rudnikinogo privoda, Ughetchizdat, 1952.

[5] *Țepeluș, P. C.* Studiu privind diagrama optimă a ascensoarelor electrice. Revista Construcțiilor de Mașini, nr. 5, 1969.

[6] *Țepeluș, P. C.* Acționarea electrică și automatica instalațiilor grele de transport pe verticală pînă la înălțimi de 1 000 m și capacități pînă la 1 000 t pe oră. Lucrare de doctorat, Moscova 1965. Biblioteca Centrală Universitară, București.

[7] *Țepeluș, P. C.* Cazurile de determinare precisă prin calcul a parametrilor tahogramelor cu trei perioade. Revista Minelor, nr. 11, 1957.

[8] *Țepeluș. P. C.* Automatizarea acționării electrice a instalației de extracție multicablu cu un vas antrenate cu motoare de curent continuu alimentat prin convertizoare statice de curent. Revista Minelor, nr. 4, 1967.

[9] Rudnicnîi podem. Ughetehizdat, 1953.

[10] *Fedorov, M. M.* Izbranie Trudî, vol. I, Izd. ANUSR, 1957, Mașghiz, Moscova, 1958.

Recenzie

B. GRÜNWALD : **Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere**, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969, 959 p.

Lucrarea este alcătuită din patru părţi, în care se prezintă sistematizat materialele aferente tematicii propuse prin titlu.

Partea întîi — noţiuni generale, procese termice şi caracteristici — comportă un prim capitol ce conţine elemente introductive, cum sînt definiţii, principii de funcţionare indici de perfecţiune ai motoarelor de automobile şi tractoare etc.

Abordînd procesele din motor, capitolul 2 se referă la schimbarea gazelor. Pe lîngă criteriul de apreciere a perfecţiunii umplerii şi caracteristicile admisiunii normale, sînt analizate influenţele exercitate asupra acesteia de diferiţi factori.

După procesul de comprimare (capitolul 3), în capitolele 4—6 este tratat procesul de ardere. Bazele sale fizico-chimice sînt prezentate în capitolul 4, relevîndu-se în primul rînd elementele caracteristice din termodinamica şi cinetica arderii; în afara acesteia reţin atenţia noţiunile privind mecanismele atomomoleculare ale arderii, elemente din teoria propagării flăcării ş.a. Maniera generală de examinare (aspecte caracteristice, influenţe) a proceselor termice este particularizată pentru arderea în motorul cu aprindere prin scînteie şi prin comprimare în capitolele 5 şi respectiv 6. De menţionat conciziunea, dublată de o clarificare corespunzătoare, a teoriilor explicative ale diferitelor tipuri de ardere, în concordanţă cu aspectele experimentale.

Capitolul 7 este consacrat procesului de destindere. Expunerea este însoţită, ca şi în capitolele precedente, de calculul procesului şi de date statistice privind parametrii săi caracteristici.

Pornind de la trasarea diagramei indicate, capitolul 8 se ocupă de determinarea dimensiunilor fundamentale ale motorului, de calculul parametrilor indicaţi şi de bilanţul energetic al motorului.

Capitolul 9 este destinat caracteristicilor motoarelor. Domeniul de exploatare la care se referă lucrarea este reliefat în capitol de exemplu prin examinarea caracteristicii relative de turaţie şi a caracteristicii de propulsie.

Dinamica, construcţia şi calculul mecanismului motor constituie obiectul părţii a doua a lucrării.

Capitolul iniţial (10) precizează forţele şi momentele care acţionează mecanismul motor. Ele sînt deduse în conformitate cu cinematica mecanismului bielă-manivelă, analiza mergînd pînă la diagramele polare pentru fusurile maneton şi palier. În secţiunea consacrată dinamicii motoarelor se încadrează şi capitolul 11, care prezintă elemente din teoria echilibrajului.

Capitolul 12 fixează cadrul specific al calculului de proiectare a motoarelor cu ardere internă de autovehicule rutiere. În acest sens sînt enumerate regimurile de funcţionare considerate şi particularităţile calculului de rezistenţă. Problemele construcţiei şi calculului organelor mobile ale mecanismului motor sînt dezvoltate în capitolele 13—17. Structura unitară a capitolelor este alcătuită din prezentarea funcţiunilor organelor, analiza funcţională, soluţii constructive, materiale, calculul organelor, precizia fabricaţiei. În ceea ce priveşte analiza funcţională se remarcă în mod deosebit paragrafele aferente segmenţilor (capitolul 15), care conţin valoroase indicaţii despre etanşare, regim termic, frecarea şi uzura segmenţilor, distribuţia presiunii la periferie, vibraţia segmenţilor. Calculul organelor, elaborat pe baza unor scheme ce permit considerarea raţională şi totodată operativă a condiţiilor de lucru, este concentrat în tabele care facilitează efectuarea aplicaţiilor.

Capitolul 18 — părţile fixe ale mecanismului motor — cuprinde informaţii interesante despre uzura cilindrilor, caracteristicile cuzineţilor, particularităţile constructive în domeniu la motoarele răcite cu aer ş.a.

Capitolul 19, cu care începe partea a treia destinată sistemelor auxiliare ale motoarelor, tratează sistemul de distribuţie a gazelor prin supape. Reţin atenţia, între altele, consideraţiile despre razele de racordare ale profilului camei, în conformitate cu necesitatea existenţei jocurilor în sistem, şi indicaţii privind poluarea atmosferei; de asemenea, este demnă de menţionat partea referitoare la sursele de zgomot ale motorului şi la amortizarea lui, prezentate în anexa la capitolul 19.

Alimentarea cu combustibil prin carburaţie constituie obiectul capitolului 20. Este prezentată teoria carburatorului elementar, cu date de calcul şi elemente despre vaporizarea combustibilului, în final evidenţiindu-se comportarea carburatorului elementar faţă de cerinţele formării amestecului. Problemele de alimentare sînt reluate în capitolul 21 în ceea ce priveşte injecţia de combustibil; în acest caz sînt descrise tipurile de injectoare, pompe de injecţie şi regulatoare şi automate, aspectele legate de cerinţele funcţionale (adaptarea caracteristicii de debit, problemele gradului de neregularitate).

După sistemul de ungere (capitolul 22) se trece la teoria sistemelor de filtrare (capitolul 23). Aceasta din urmă aduce o contribuţie valoroasă în cadrul nivelului general superior al lucrării; astfel, sînt clarificate particularităţile filtrării prin membrană poroasă şi ale filtrării centrifuge, subliniindu-se aplicaţiile respective.

Capitolul 24 se referă la sistemul de răcire, iar capitolul 25 — la sistemul de pornire. Dintre problemele speciale elaborate menţionăm reglarea sistemului de răcire, inclusiv răcirea diferenţiată a motorului şi respectiv procedeele auxiliare pentru măsurarea pornirii.

Ultima parte a lucrării se ocupă de unele particularităţi specifice motoarelor de autovehicule rutiere. Sub acest aspect, capitolul 26 ia în discuţie supraalimentarea (definită ca mijloc de sporire a puterii, în anexa la capitolul 2), evidenţiind eficienţa ei, unele consecinţe pe care le determină în procesele termice şi echipamentele corespunzătoare. Regimul de accelerare al motorului de automobil este tratat în capitolul 27; se detaşează din cuprins caracterizarea analitică a regimului, particularităţile proceselor de lucru în acest regim, pierderile aferente. Ultimul capitol defineşte noţiunea de formulă constructivă a motorului, în cadrul său fiind date şi indicaţii asupra tipizării şi forţării motoarelor.

Lucrarea reuneşte un material deosebit de amplu şi de interesant. Anexele sale îi întregesc conţinutul, dezvoltînd unele probleme fundamentate anterior. În acest context pot fi menţionate diferite exemple, în afara celor citate mai sus, cum sînt: anexa la capitolul 20, care-i lărgeşte cadrul acestuia prin prezentarea dispozitivelor ce completează carburatorul elementar, sau anexa la capitolul 23, în care noţiunile teoretice din capitol sînt aplicate la calculul şi construcţia filtrelor. Înalta ţinută şi maturitatea ştiinţifică, cum şi prezentarea atent organizată, conferă lucrării un grad sporit de utilitate pentru inginerii şi specialiştii în domeniu şi pentru studenţii din învăţămîntul tehnic superior.

Gh. Z.

Documentare

Rivista di Ingegneria

nr. 9—septembrie 1969

Transportul auto şi poluarea atmosferei.

Creşterea numărului de automobile în circulaţie ridică, în toate ţările, multe probleme printre care şi aceea a contribuţiei însemnate pe care o au automobilele la poluarea atmosferei. În unele ţări s-au şi elaborat norme limitative ale cantităţilor de gaze nocive la automobile.

Cu toate că sînt încă puţine date despre noxele produse de automobile, în comparaţie cu acelea produse de alte surse (industrie, încălzire etc.), datele disponibile arată, totuşi, importanţa problemei :

Substanţe poluante	produse de automobile, %	produse de alte surse
Oxid de carbon	90	10
Hidrocarburi	63	37
Compuşi ai sulfului	4	96
Oxid de azot	45	55
Particule solide	8	92

Sursele de producere ale noxelor la un automobil sînt :

— instalaţia de evacuare a gazelor arse 65%
— carterul 20%
— carburatorul 9%
— rezervorul de combustibil 6%

Faptul că aproape totalitatea oxidului de carbon provine de la motoare (cu benzină) se explică prin aceea că toate instalaţiile industriale de ardere a combustibililor lucrează cu excese de aer, de altfel ca şi motorul diesel, caz în care apare numai bioxidul de carbon, mult mai puţin nociv.

Cea mai mare concentraţie de oxid de carbon se găseşte la sol. Într-o stradă din Torino s-a înregistrat o concentraţie maximă de oxid de carbon de 30 părţi la milion. Se ştie că organismul uman poate rezista 8 ore la o concentraţie de 100.

În unele oraşe americane s-a măsurat o concentraţie de oxid de azot de 0,20—0,50 părţi la milion, la Torino-Mirafiori o concentraţie maximă de 1,2, în timp ce limita periculoasă pentru om este de 5 părţi la milion.

Cantitatea de oxid de carbon emisă de un motor cu benzină, de automobil, depinde de regimul de funcţionare a motorului şi ca urmare este maximă în condiţiile de mers în oraş.

În general, această cantitate este dependentă de dozajul amestecului aer-benzină. Ca urmare, reglarea corectă a carburatorului devine o problemă de primă importanţă. Cîteva uzine constructoare au pus la punct standuri automate pentru reglarea rapidă a oricărui carburator.

Dar, după cum s-a arătat, controlul carburaţiei se referă la o cantitate redusă din noxele emise (9%) de întreg motorul.

Problema principală rămîne reducerea emisiilor nocive din gazele de evacuare. Pentru aceasta s-au realizat instalaţii de postardere, termice sau catalitice, integrate în sistemele de evacuare. Rolul principal al acestora este de a reduce cantitatea de oxid de carbon, care, prin ardere, produce bioxid de carbon.

S.M.M.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 9, 1969.

D. M. Terentiev şi V. N. Pocinev. **Utilarea combinelor de cereale SK—3 şi SK—4 în vederea recoltării porumbului.**

Creşterea suprafeţelor însămînţate cu porumb, mărirea productivităţii lor şi aplicarea eficientă a metodelor de însilozare a porumbului sînt favorizate de utilizarea combinelor de cereale pentru recoltarea porumbului. Operaţia poate include şi curăţarea boabelor de pe ştiuleţi şi tocarea tulpinilor şi a foilor. În acest scop se folosesc combine SK-3 şi SK-4 utilate corespunzător, asigurînd scăderea apreciabilă a pierderilor de boabe şi de material tocat.

Caracteristicile tehnice ale combinei SK-4 sînt următoarele : productivitatea pe schimb — 0,8—1,2 ha/h ; viteza de lucru — 1,08 — 7,55 km/h ; raza de acţiune la recoltarea culturilor cu distanţa între rînduri de 0,7 m — 2,8 m ; înălţimea minimă de tăiere — 80 mm ; diametrul tobei — 600 mm ; turaţia tobei — 1020 — 1125 rot/min ; numărul de cuţite ale tobei — 16 : numărul de cuţite pe secţie — 4.

Utilajul necesar combinei cuprinde o secerătoare specială JKN — 2,6 M, un set de ecrane pentru acoperirea spaţiilor libere ale tobei şi un tocător universal J—15 U. Secerătoarea JKN — 2,6 M este prevăzută cu instalaţie de egalizare cu pîrghie aplicată elastic, care permite urmărirea reliefului solului la înălţimea de tăiere dată.

Pentru reglarea acestei înălţimi, se modifică poziţia saboţilor de copiere. Ridicarea şi coborîrea secerătorii, schimbarea turaţiei şi poziţiei tobei sînt comandate hidraulic de către mecanic în timpul deplasării combinei.

La recoltarea pentru însilozare a porumbului şi a altor culturi în stare verde, tocătorul J—15 U se suspendă în faţa tobei, secerătoarea fiind cuplată cu tocătorul. Evitînd secerătoarea, planta recoltată pătrunde în tocător, materialul rezultat fiind depus în mijlocul de transport. La recoltarea în acelaşi scop a culturilor cu înălţime mică şi tulpină subţire, în locul secerătoarei JKN—2,6 M se utilizează secerătoarea obişnuită a combinei de cereale, cu raza de acţiune de 3,? sau 4,1 m.

Pentru recoltarea porumbului copt se coboară setul de ecrane peste spaţiile libere ale tobei, se micşorează turaţia acesteia la 400—500 rot/min şi se descarcă tijele contrabătătorului, asigurînd între el şi tobă un joc de 40—45 mm la intrare şi de 20—25 mm la ieşire. Tocătorul J—15 U se suspendă în spatele tobei, în locul stringătorului de paie. În acest caz tulpinile sînt treierate şi boabele depuse în buncăr. Ieşind din tobă, tulpinile şi foile trec în tocător, de unde masa formată se încarcă în transportor. Agregatul este deservit de un singur mecanic.

Folosirea combinelor autopropulsate de cereale în scopul arătat micşorează cheltuielile de recoltare a celorlalte culturi pe ansamblul sezonului şi face posibilă utilizarea tractoarelor de arat la alte lucrări.

Gh. Z.

Sudostroenie,

nr. 9, 1969

R. V. Freidel. **Armături cu transmisie hidraulică.**

În ultima vreme au dobîndit o largă răspîndire armăturile automatizate cu transmisie hidraulică, comandate de la distanţă. În construcţia navelor, astfel de armături intră în componenţa diferitelor sisteme ce necesită comandă centralizată (sistemul de canarisire, de balast, de protecţie contra incendiilor, de transvazare a combustibilului etc.). Ele se montează pe magistralele principale, pentru a le deconecta de porţiunile autonome ale sistemelor, sau de derivaţii destinate consumului.

În industria sovietică se fabrică pe acest principiu supape de evacuare şi de evacuare şi închidere şi vane cu lamelă. Aceste armături se caracterizează prin construcţie etanşă şi prin menţinerea capacităţii de funcţionare în apa de mare, la presiuni exterioare atingînd 1,5 kgf/cm². Ca lichid de lucru este folosit ulei, la 70—100 kgf/cm².

În figura 1 se prezintă o supapă de închidere cu transmisie hidraulică, comanda manuală nefiind reprezentată (*1* — corpul supapei ; *2* —taler ; *3* — tijă ; *4* — arc ; *5* — ghidaj ; *6, 8* — pîrghii articulate ; *7* — carcasă ; *9* — ax ; *10* — traductor ; *11* — conductoare de legătură cu sursa de energie electrică ; 12 — 14 — conducte de presiune — scurgere ; *13, 18*— electromagneţi ; *15, 19* — pistoanele manipulatorului electric ; *16* — sertar ; *17* — manipulator electric ; *20* — pistonul supapei ; *21* — corpul transmisiei hidraulice ; *22* — conductor de legătură cu lampa de semnalizare a poziţiei închis sau deschis ; *23* — clichet cu bile).

Cînd sertarul *16* se află în poziţia neutră, canalele *C* şi *D* ale manipulatorului electric sînt închise de pistoanele *15* şi *19*. La transmiterea impulsului de deschidere a supapei spre

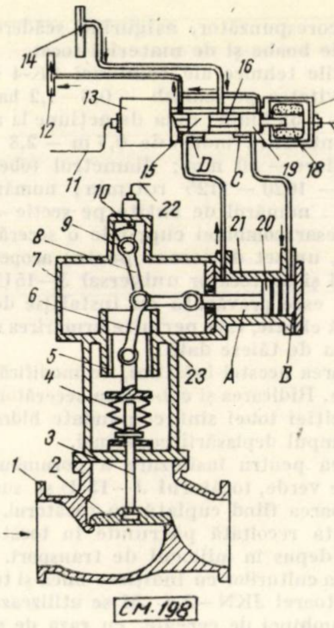


Fig. 1

electromagnetul *18*, acesta atrage sertarul, provocînd deschiderea canalelor *C* şi *D*. Ca urmare, uleiul sub presiune pătrunde în cavitatea *B* determinînd deplasarea pistonului *20* spre stînga.

În acest fel sînt acţionate pîrghiile *6* şi *8*, arcul *4* şi tija *3*, talerul *2* ridicîndu-se de pe sediul supapei; totodată, uleiul din cavitatea *A* trece spre conducta *12*. Pentru închiderea supapei, semnalul corespunzător este transmis electromagnetului *13*, sensul de circulaţie a uleiului inversîndu-se.

Manipulatoarele electrice se montează într-unul sau mai multe compartimente ale navei, de unde se realizează comanda supapelor încorporate în diferite trasee.

Gh. Z.

S. M. Sterkin şi M. S. Trapeznikov. **Capul de serie al tancului petrolier „Mangîşlak".**

La uzina de nave maritime din Astrahan s-a construit capul de serie al unui tanc petrolier de 12 000 t. Noul vas este destinat transportului de ţiţei brut sau de produse ale acestuia în Marea Caspică. Cerinţa de a asigura posibilitatea de deplasare la alte baze şi necesitatea de echipare cu ascensor de vase au determinat unele condiţii limitative în ceea ce priveşte dimensiunile fundamentale ale tancului. Principalele sale caracteristici sînt următoarele: lungime — 138,6 m; lăţime — 17,4 m; înălţimea bordului — 11,2 m; linia de plutire pe marca de încărcare — 8 m; puterea instalaţiei energetice — 2 × 2 500 CP la 250 rot/min; viteza — 13, 3 noduri; raza de navigaţie — 6 000 mile; echipaj — 30 persoane.

Tancul este o navă-diesel cu o singură punte şi două elice, cu pupă de crucişetor tip deschis şi bord suplimentar demontabil. Cabinele pentru echipaj, de serviciu şi sociale, sălile maşinilor şi turnul timonei sînt plasate la pupa. Spaţiul pentru încărcare este împărţit printr-o serie de pereţi transversali şi doi pereţi longitudinali în 21 compartimente. Patru dintre acestea servesc la depozitarea balastului. Suprafaţa totală a compartimentelor este de 14 700 m^2, iar capacitatea compartimentelor de balast şi a cisternelor — circa 3 100 m^3.

Corpul principal al navei este sudat din oţel aliat 09G2, iar construcţiile secundare şi suprastructura sînt fabricate din oţel VMSt 3 SP. Puntea şi chila sînt construite după sistemul longitudinal, iar bordul după cel transversal. Pereţii longitudinali de separare a compartimentelor de încărcare sînt gofraţi pe orizontală, iar cei transversali, cu excepţia pereţilor frontali ai compartimentelor de la prova, sînt gofraţi pe verticală.

Tancul este prevăzut cu două ancore principale şi o ancoră de rezervă de 4 t. Lanţurile de ancoră, calibrul 57 mm, sînt turnate şi au lungimea de 275 m. Forţa de tracţiune la cabestanul fiecărei ancore principale este de 10 tf. Coborîrea şi ridicarea celor două şalupe cu motor, construite din aliaj uşor, este asigurată de grue de 6,3 t. Cîrma aerodinamică a tancului, cu suprafaţa totală de 25 m^2, este comandată cu un volant ce dezvoltă momentul nominal de 40 tm. Instalaţia de ridicare cuprinde două macarale cu sarcina de 3,2 t şi un dispozitiv de întindere a cablurilor la încărcarea sau descărcarea pupei, de 2 t.

Nava este dotată cu instalaţie de aer condiţionat, asigurat de două automate cu productivitatea de 5 600 m^3/h. În perioadele de vară, instalaţia este deservită de un agregat compresor — condensator cu freon, de 18 000 kcal/h; alte trei agregate refrigeratoare, de cîte 2 300 kcal/h, servesc la conservarea proviziilor. Temperatura minimă a aerului din toate compartimentele nu scade iarna sub 18°, la temperatura ambiantă de — 25°C. Vara, la temperatura aerului înconjurător de 32°C şi umiditatea relativă de 80 %, temperatura în compartimente se menţine la 25—26°C.

Circuitele de apă caldă din cabine sînt alimentate de două electropompe cu debitul de 220 şi 100 m^3/h, pentru căderea de presiune corespunzătoare la 100 m. Pentru cazuri de avarii, la prova este montată o pompă de 220 m^3/h (la 105 m) antrenată de un motor diesel.

Sistemul de alimentare a compartimentelor de încărcare cuprinde trei pompe centrifuge pentru ţiţei şi o pompă centrifugă pentru balast, de 900 m^3/h (la 55 m), antrenate de electromotoare. Construcţia lor verticală asigură afectarea unui spaţiu redus în camera pompelor. Cele două tipuri de pompe pot lucra simultan, la încărcarea ţiţeiului şi descărcarea balastului, sau invers. Sistemul este completat cu o instalaţie de epurare, alcătuită din două pompe cu piston antrenate tot electric şi un preîncălzitor de apă. Pentru conservarea proprietăţilor ţiţeiului este asigurată menţinerea temperaturii sale la 50—60°C timp de 72 h, la temperatura aerului înconjurător de — 13°C şi a apei la bord de 1°C.

Pentru propulsia navei sînt prevăzute două motoare diesel principale de fabricaţie cehoslovacă (tip 6L 52511 PS), în patru timpi, cu şase cilindri şi simplu efect, turbosupraalimentate, reversibile. Ele sînt cuplate direct cu arborii de elice. Instalaţia electrică cuprinde trei generatoare trifazate de curent alternativ, de 300 kW la 400 V şi un generator de siguranţă de 100 kW. Pentru antrenarea acestora sînt utilizate motoare diesel 6 CN 25/34, respectiv D 65—150. Consumul de abur al navei este asigurat de două cazane de 4 t/h, cu turbine verticale auxiliare de apă, precum şi două cazane de serviciu, de 1 t/h. Nava mai este înzestrată cu sisteme de ventilaţie, cu instalaţii radio pentru legătura cu alte nave şi pentru comunicaţie internă etc.

Gh. Z.

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning,

nr. 507—octombrie, 1969

W. Schweisheimer. **Condiţionarea aerului măreşte productivitatea.**

Datele disponibile asupra creşterii productivităţii muncii prin introducerea instalaţiilor de condiţionare a aerului atrag atenţia asupra importanţei acestei acţiuni.

Astfel, într-o singură uzină, înainte de condiţionarea aerului nu se putea lucra deloc în zilele călduroase sau, cînd se lucra, productivitatea scădea cu 11,5 % în patru luni de vară. După introducerea condiţionării, productivitatea a crescut cu 8,5 %.

De asemenea, un studiu efectuat la 30 de uzine din S.U.A. a arătat că productivitatea a crescut pînă la 9 %, prin introducerea condiţionării, media fiind de 2 % pe salariat. În plus, s-au înregistrat reduceri substanţiale ale absenţelor de la lucru în perioadele calde, care ajunseseră, în lipsa condiţionării aerului la 22 %. A scăzut şi procentul de rebuturi cu

2 % în medie. La uzine ca cele de ceasuri, rebuturile au scăzut cu 25 %. La acestea se poate adăuga și faptul că, în zilele călduroase, accidentele pot crește cu 3 %.

S-au mai înregistrat și următoarele aspecte:

— scăderea consumului de băuturi răcoritoare;

— reducerea cheltuielilor de machiaj și coafură pentru lucrătoare, datorită micșorării umidității și lipsei ventilatoarelor, a căror prezență era și obiect de discuție datorită curentului de aer produs;

— mai redusă murdărire și deterioare a îmbrăcămintei

— suportarea mai ușor a căldurii după terminarea lucrului.

Introducerea condiționării aerului a ridicat și o serie de probleme din care s-au reținut:

— Lucrătoarele au pretins o temperatură cu 4—6 grade mai înaltă decît lucrătorii, probabil datorită faptului că bărbații, avînd îmbrăcăminte în general mai groasă decît femeile, pretind o temperatură mai joasă.

— Au existat destul de frecvente cazuri de plîngeri în legătură cu faptul că se contractează răceli la trecerea din halele condiționate în mediul ambiant, cu ocazia plecării de la lucru. Ca urmare ,s-a preconizat ca înainte cu cîtva timp de terminarea schimbului de lucru să se ridice puțin temperatura în spațiile de lucru, pentru a micșora diferența față de exterior. Această măsură este binevenită și pentru schimbul următor în vederea adaptării treptate la temperatura mai scăzută a spațiilor de lucru.

În afară de avantajele arătate, mai trebuie consemnată reducerea substanțială a prafului în atelierele cu aer condiționat.

În fine, statisticile au arătat că se poate conta în medie pe o creștere a productivității de minimum 1,5 % prin introducerea condiționării aerului și că cheltuielile totale aferente în perioada de amortizare sînt puțin mai mici decît 25 % din salarii, ceea ce reprezintă o indicație economică pentru orice caz concret în care s-ar decide introducerea condiționării aerului.

S.M.M.

Atlas Copco, press service,

1 nov, 1969

Un tunel rutier de 16 km prin St. Gotthard

Pasul rutier St. Gotthard, unul dintre cele mai importante din munții Alpi, va putea fi deschis în curînd circulației în toate sezoanele datorită construcției unui tunel între Goeschenen (Elveția) și Airolo (Italia).

Ambele intrări ale tunelului rutier sînt situate la peste 1 100 m deasupra nivelului mării. În lungime totală de 16 284m, tunelul St. Gotthard va fi cel mai lung tunel rutier din lume, cu aproximativ 4 km mai lung decît celebrul tunel rutier de sub Mont Blanc.

Lucrările de construcție abordate la începutul anului 1970 vor ține aproximativ 7 ani. Se apreciază că se vor extrage circa 1 300 000 m^3 de stîncă.

Lucrările sînt împărțite în două părți, una începînd în partea dinspre nord, iar cealaltă în sud. Ele au pretins un utilaj deosebit de complex și de mare tehnicitate. Partea dinspre sud a tunelului va fi realizată cu ajutorul echipamentelor fabricate de uzinele Atlas Copco, Stockholm, Suedia. Aceste uzine vor furniza atît compresoarele, cît și instalațiile complexe de forare mecanizată a tunelurilor. În plus, în primele luni se va acorda și asistență tehnică prin specialiști în lucrări de tuneluri.

S.M.M.

Revista revistelor

Railway Gazette

19 septembrie, 1969

J. Ratter: Din experiența societății Interconteiner
J. C. Shulka: Conteinerele la căile ferate din India
J. C. Shulka: Conferința și expoziția de conteinere din Londra
J. C. Shulka: Locomotivă diesel — electrică de manevră cu un circuit simplificat de forță

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la S.I.A.)

N. 10 — octombrie, 1969

Ch. Deutsch: Automobilul și drumul
M. Gravereaux: 200 ani de la Cugnot
M. A. Lebel: Panhard; Levassor
R. Kunro, A. N. Laios, L. P. Rhodes: Tehnici de cercetare și dezvoltare privind pistoanele și segmenții
J. Benezech: Evoluția rapidă a electronicii
A. Furia, P. Gancel, G. Bourgoin: Sistemele de frînare automobile anti-patinare la automobil
J. C. Wanner: Încercare de aplicare a criteriilor calității de zbor la calitățile de cale ale automobilelor.
J. Engelhardt: Problemele de etanșeitate la motoare
L. Maillard, J. Ribeton: Evoluția tehnică și economică a motorului diesel pentru tracțiunea feroviară în lume după 1945.

A.T.A.

Nr. 9 — septembrie, 1969

J. P. Norbye: Cele mai recente automobile din Detroit
C. Noris: Proiectarea pieselor din materiale plastice
V. Quaggiotti: Considerații și propuneri asupra cifrei de calitate pentru aplicarea la automobile a motoarelor cu ardere internă.
M. Bencini: Asupra mișcării autovehiculelor la frînare

The Chartered Mechanical Engineer

noiembrie, 1969

D. F. Galloway: Omenirea și manufactura (I)
P. Cooley: Asupra S. I.
H. J. Pich: Obținerea valorii corespunzătoare cheltuielilor în fabricația pieselor.

Modern Refrigeration and Air Conditioning

octombrie, 1969

C. T. Gosling: ABC-ul condiționării aerului.
J. van Male: Valva modernă de închidere pentru instalația de refrigerare.

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning

octombrie, 1969

K. R. Jackson: Construcția coșului din punctul de vedere al inginerului specialist în încălziri centrale.
W. Schweisheimer: Condiționarea aerului mărește productivitatea ?
— : Controlul microclimatului într-unul din marile avioane.

Courrier de la normalisation AFNOR

No. 209 — septembrie-octombrie, 1969

G. de Balathier Lantage : Mecanica şi normarea în cifre.
M. Bastide : Instrumente de măsură pentru lungimi.
G. de Balathier Lantage : Starea suprafeţei şi normarea.
A. Virot : Maşini-unelte. Lucrări internaţionale şi normare în Franţa.
R. Jouffroy : Normarea şi utilajul mărunt.
H. Chapuis : Încercările de tăiere la materiale. Uniformizarea lor în cadrul I.S.O.
J. P. Retif : Transmisii hidraulice şi pneumatice.
M. Abram, P. Kuntzmann : Lanţuri de transmisii mecanice. Încărcări de rupere statice şi domenii de utilizare. Introducere. Aplicarea lanţuri cu role de precizie la transmisiile de mare putere.
K. Wessel : Originile normării internaţionale şi în special a rulmenţilor.
A. Schoeller : Norme pentru buloane.
J. Gilmann : Alegerea cablurilor pentru aparatele de ridicat.
J. Loriné Normarea internaţională a utilajului pentru transport continuu.
A. Baugue : Securitatea utilajului pentru terasamente.
R. Lucas : Mecanica aeronautică şi normarea. Introducerea.
P. Garzini : Starea suprafeţelor.
H. Davin : Toleranţe de formă şi de poziţie.
J. Bevalot, M. Gottschek : Elemente de asamblare.
H. Davin : Rulmenţi de rotule.
R. Ascencio : Control şi măsură.
J. Duprat : Normarea mecanică în industria automobilului.
L. Henry : Normarea şi mecanica în industria navală.
J. Venguerovsky : Probleme ale normării în tehnologia construcţiei de maşini.

Metals & Materials and Metallurgical Reviews

octombrie, 1969

W. O. Alexander : Cuprul şi aliajele sale în 1975.
E. C. Mantle : Planificarea tehnologiei.
K. N. Strafford : Sulfizarea metalelor şi aliajelor.

Souder

No. 85 — septembrie, 1969

— Sudarea prin difuzie cu aer a oţelului ordinar
— Încercarea prin scîntei
— Sudarea prin rezistenţă. Tehnici utile.

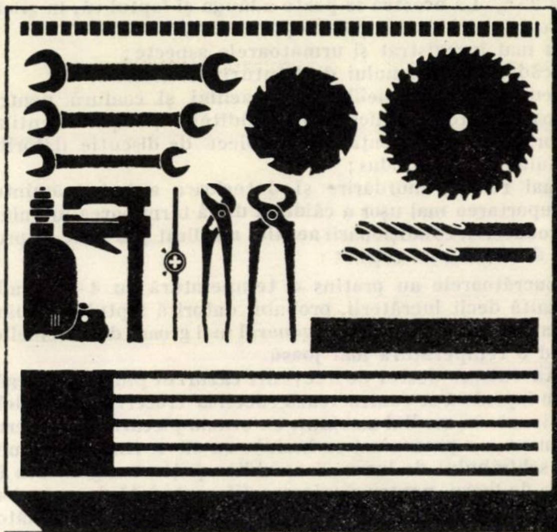
The Institution of Mechanical Engineers

J. F. Peck : Proiectarea pompelor centrifuge cu ajutorul calculatoarelor electronice. Proceedings 1968—69 vol. 183. Part. I. nr. 17.
R. D. McLeish, J. Skorecki : Analiza uzurii într-o asamblare sferică. Proceedings 1968—69. Volume 183. Part. I. nr. 20.
I. A. Sutherland, C. Andrew : Vibraţii forţate la frezarea orizontală studiate pe baza unui model structural. Proceedings 1968—69. Volume 183. Part. I. nr. 21.
R. G. Fenton, P. L. B. Oxley : Mecanica prelucrării ortogonale. proceedings 1968—69. Volume 183. Part. I. nr. 22.

Mecanique électricité

No. 238 — octombrie 1969

M. R. Weill : Rolurile şi activităţile unui atelier-pilot şi ale unui centru de programare a comenzii numerice.
L. Gillemot : Transformarea metalelor la mare viteză.
B. Colding : Economia uzinării.
G. Spur : Optimizarea performanţelor maşinii-unelte.
G. Mathe, G. Duprez : Noi metode de producţie pentru buloanele la mari temperaturi ale turbinelor cu abur.
X. Degot : Contactoare şi materiale de contact.
A. Pieuchot, J. Blouet, R. Gras, M. Alfred, R. Courtel : Metodologie şi clasificare ale încercărilor de frecare şi ale rezultatelor lor.



Uneltele

la Tîrgul din Hannover 1970

Privire generală asupra ofertei internaţionale concentrate privind acest domeniu.

Aparate şi instalaţii — Noutăţi şi rezolvări de probleme. O unică privire de ansamblu asupra pieţei de azi şi de mîine.

Importante lucrări de contact — Informaţii autentice — Dispoziţii sigure.

Puteţi cerceta ce necesitaţi dv. şi clienţii dv.
Puteţi vedea ceea ce oferă domeniile înrudite.
Ar trebui să veniţi.

TÎRGUL DIN HANNOVER 1970

Sîmbătă 25 aprilie - Duminică 3 mai

Tîrgul de viitor
al economiei noastre

Prospectul de specialitate cu lista expozanţilor din această branşă îl obţineţi gratuit prin: Deutsche Messe — und Ausstellungs — AG, D -- 3000 Hannover — Messegelände, tel.: (0511) 891, telex: 0922728.

PUBLICOM

Cronică

Săptămîna: TEHNICA ITALIANĂ – la Bucureşti

În zilele de 1–7 decembrie 1969 a fost inaugurată la Bucureşti „Săptămîna tehnicii italiene". În cadrul acestei manifestări, Institutul italian pentru comerţul exterior de sub patronajul Ministerului Comerţului Exterior al Italiei şi sub auspiciile Ambasadei Italiene la Bucureşti, în colaborare cu Asociaţia Constructorilor Italieni de Maşini pentru Prelucrarea Lemnului şi Asociaţia Italiană a Industriei Electrotehnice şi Electronice, a organizat un simpozion cu tema: *electronica*, la care au participat numeroşi specialişti în acest domeniu. De asemenea, timp de o săptămînă, în Sala mică a Palatului R. S. R. au avut loc întîlniri între conducători ai ministerelor, întreprinderilor comerciale de stat, institutelor de cercetări şi alte organe de stat române şi industriaşi italieni din cele două sectoare.

Tot cu această ocazie a fost deschisă o expoziţie de aparataj electronic şi fotomontaje de documentaţie tehnică privind construcţia de maşini pentru prelucrarea lemnului.

Dintre firmele italiene au participat: SOC. A. BULLERI & C. CASCIRIA (PISA), care a prezentat maşina de sculptat cu opt mandrine cu vîrfuri; A. COSTA — maşina de calibrat cu bandă superioară; maşina automată-dublă de ecarisat şi cepuit, instalaţia de honuit şi calibrat, cu una sau mai multe treceri; Firma GABBIANI — maşina de cepuit şi ecarisat TDA—56; maşina de derulat placaj pentru ambalaje, „Gazzella", ferăstrăul circular „Multilama" SA—300 şi SA--500 şi altele.

Au reţinut atenţia vizitatorilor aparatele electronice, expuse de diferite firme italiene, ca:

— PIGNONE-SUD-MILANO, care a prezentat: aparatul electronic şi pneumatic de măsură şi reglare: traductoare pneumatice de presiune absolută, relativă şi diferenţială; SELO-SOCIETA ELETTRONICA LOMBARDA a prezentat un sistem numeric cu trei canale pentru cercetări dinamice ale fluxului sanguin pe creier, plămîni, inimă, ficat şi rinichi; aparatură chimică pentru vizionarea organelor interne ale corpului uman, cu metode radioizotopice; DUCATI ELETTROMECCANICA MICROFARAD-BOLOGNA a prezentat diverse componente electronice, ca: ansambluri electronice de cercetare cu control automat al frecvenţei, diferite condensatoare; MARCONI-ITALIANA — GENOVA a prezentat un sistem multiplex pentru cablu cu cuplu simetric tip MX 170, care permite transmiterea a 120 canale telefonice pe patru conductoare ale unui singur cablu; SEMEL —TREZZO SULL'ADDA (MILANO) a expus un comparator electronic pentru măsurări multiple; IME — INDUSTRIA MACCHINE ELETTRONICHE — ROMA a prezentat un calculator sistem IME, pentru rezolvări programate ale problemelor matematice, statistice, tehnice şi administrative; MONTEDEL DIVISIONE O. T. E. — FIRENZE a fost prezentă cu o aparatură radioelectrică pentru comunicaţii terestre, aeriene şi navale.

Manifestarea, prima de acest gen, pe care Italia a realizat-o în România, a constituit întîia fază a unui program variat de iniţiative care să contribuie la dezvoltarea relaţiilor comerciale italo-române.

Şt. E.

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAŢIEI

Raţionalizează producţia, contribuie la creşterea productivităţii şi micşorează costurile de fabricaţie.

Confecţionează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe şi uşor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor şi pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de aşteptare şi timpi morţi în ateliere.

Creează condiţiile pentru introducerea unei planificări raţionale în ateliere, pentru încărcarea justă a maşinilor şi pentru combaterea rebuturilor.

În combinaţie cu fişe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe ţări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricaţiei.

Rugăm cereţi prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG ORGANISATIONS-MITTEL GmbH
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

PUBLICOM

Tîrgul de la Leipzig

Republica Democrată Germană

Se ştie de ce se pleacă de două ori pe an la Leipzig.
Oameni de afaceri, oameni de ştiinţă şi tehnicieni preferă să viziteze tîrgul de la Leipzig, deoarece aici succesul scopului călătoriei este sigur. Se apreciază atmosfera specifică de tîrg, care poartă pecetea dezvoltării dinamice a ţării organizatoare Republica Democrată Germană şi a tradiţiei de 800 de ani a tîrgului de la Leipzig.
Şi dv. puteţi avea succes la Leipzig.
Tîrgul de primăvară de la Leipzig va avea loc între
1 – 10 martie 1970.
Tîrgul de toamnă de la Leipzig va avea loc între
30 august – 6 septembrie 1970.

Informaţii privind călătoria dv. la Leipzig puteţi obţine la Agenţiile Judeţene O.N.T.

PUBLICOM

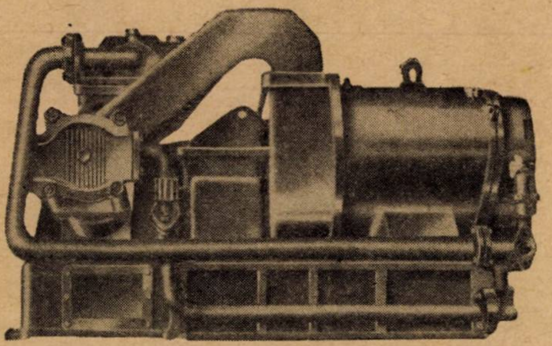
ORSZÁGOS MŰSZAKI
DOKUMENTÁCIÓS
1883

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

Timpuri Noi

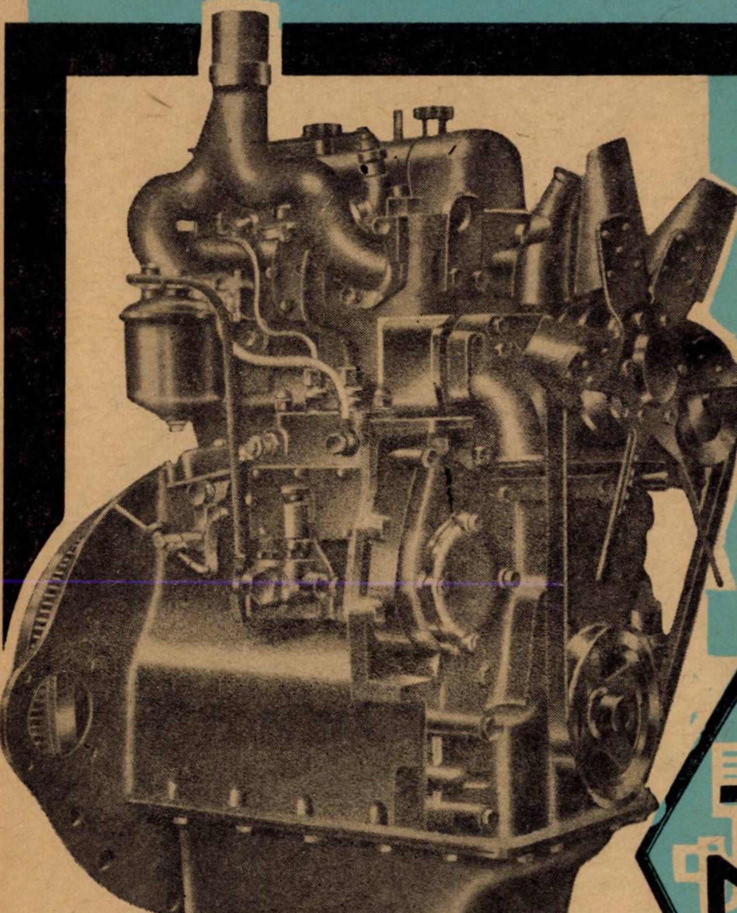
BUCUREȘTI

execută și livrează în țară și străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min și presiuni de 4—14 kgf/cm^2 pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motoare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

TN

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București
tel. 31.51.02

E 3279

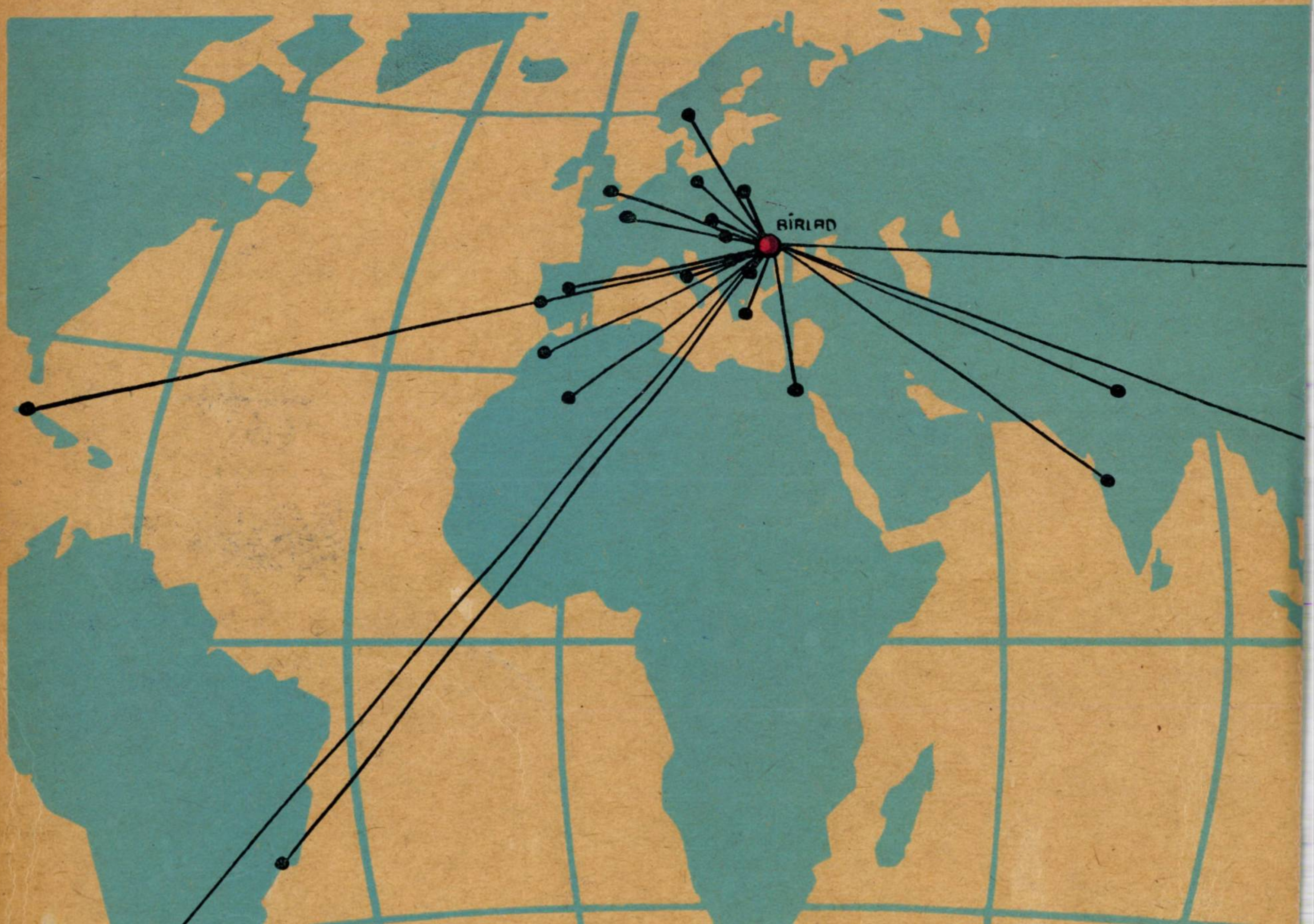
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 3 • MARTIE 1970

(C)
17

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenți de construcție specială ca :
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

R

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

REFERÁLVA

uzina

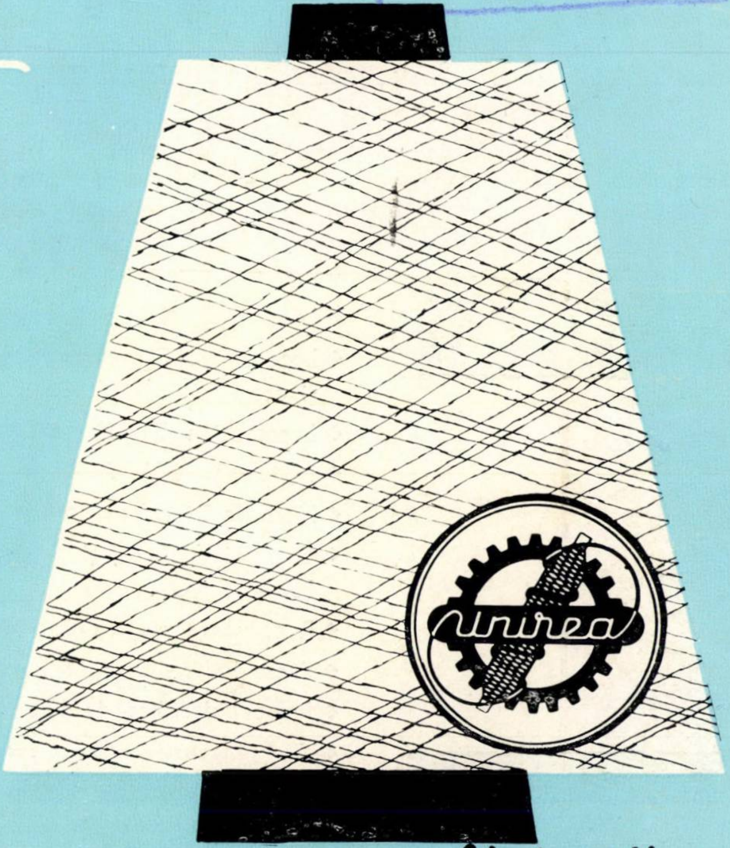
UNIREA

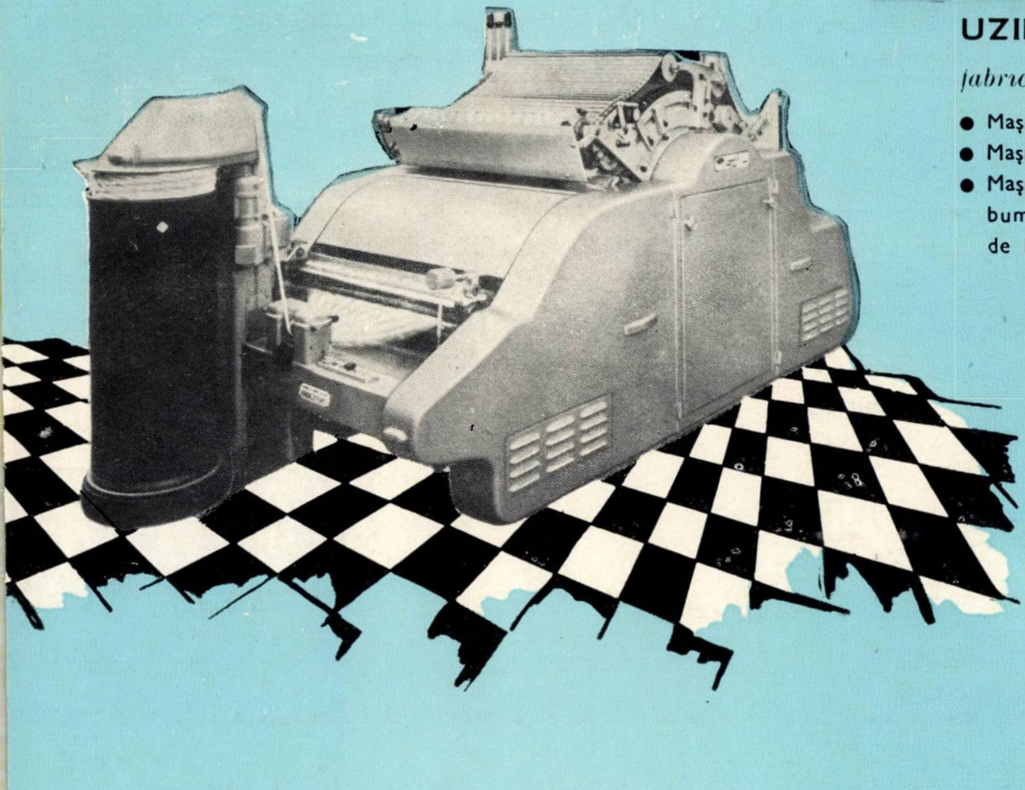
cluj

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ

CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol. dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor De asemenea. se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm, sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).





UZINA „**Unirea**" CLUJ

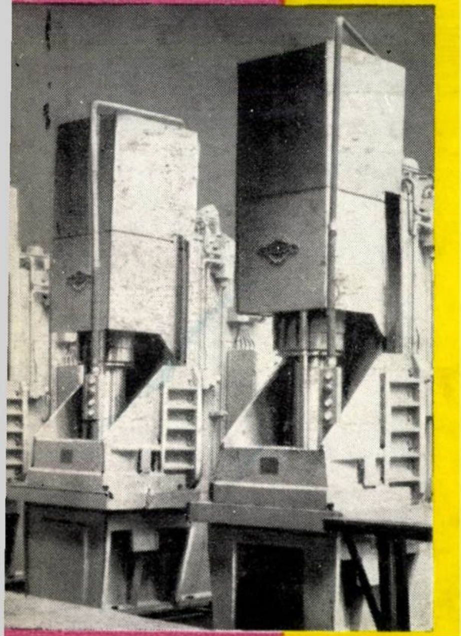
fabrică pentru piața internă și externă:

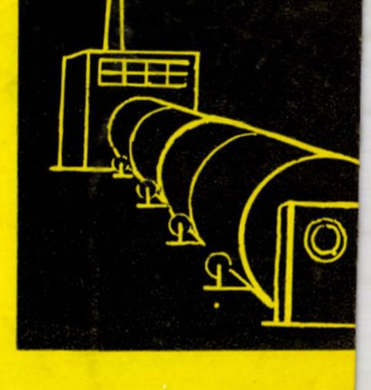
- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Mașini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Diferite piese de schimb

UZINA

XECUTĂ ŞI LIVREAZĂ:

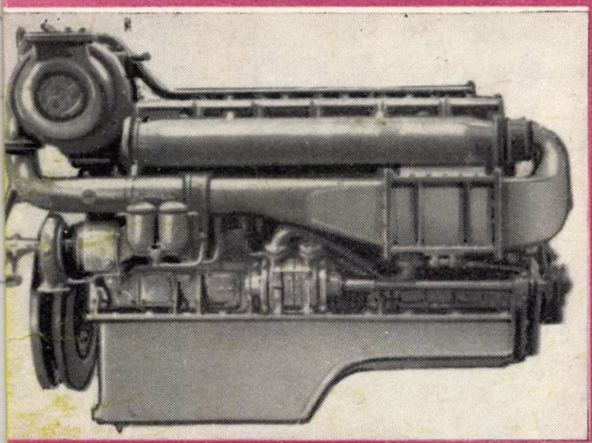
- Locomotive Diesel hidraulice de 150—250 CP, ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 350—450 CP, ecartament îngust 750—785 mm şi ecartament 1435 mm.
- Locomotive Diesel hidraulice de 700 CP şi 1250 CP, ecartament 1435 mm.
- Echipamente de frînă pentru locomotive şi vagoane.
- Motoare Diesel cu 6 cilindri, de 200—550 CP şi cu 12 cilindri, de 400—1200 CP.
- Grupuri de foraj şi pompare, cu şi fără convertizor hidraulic de cuplu, de 350—860 CP.
- Rezervoare sferice de 1000 m^3 pentru presiuni de 6—18 kgf/cm^2.
- Prese hidraulice cu 6 etaje pentru industria lemnului.
- Prese hidraulice de 150 tf pentru diferite operaţii tehnologice.
- Compresoare orizontale cu 2, 4, 6 şi 8 cilindri opuşi, cu puteri pînă la 6000 CP şi presiuni pînă la 450 ata.
- Fabrici de ciment de 800 t/24 h; clincher, procedeu umed şi uscat.
- Utilaj mecanic pentru furnale (trolii, şubăr, maşini de astupat-destupat gura furnalului, oale de fontă de 140 t, blindajul furnalului, caupere, vagoane siderurgice etc.).
- Utilaje pentru oţelării.
- Utilaje pentru laminoare (căi cu role acţionate individual sau în grup, opritori, trolii, paturi de răcire, laminoare de ţevi).
- Utilaj metalurgic (cuptoare electrice de 1,5, 4 şi 5 t/şarjă şi cu gaze, vagonete etc.).
- Bare de oţel rapid şi blocuri din oţel aliat de scule.
- Piese brut turnate din oţel pînă la 30 t/buc. şi din fontă pînă la greutatea maximă de 19 t/buc.
- Piese brut forjate pînă la 4 t/buc.

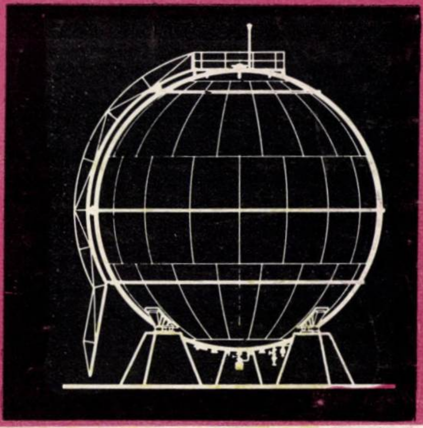


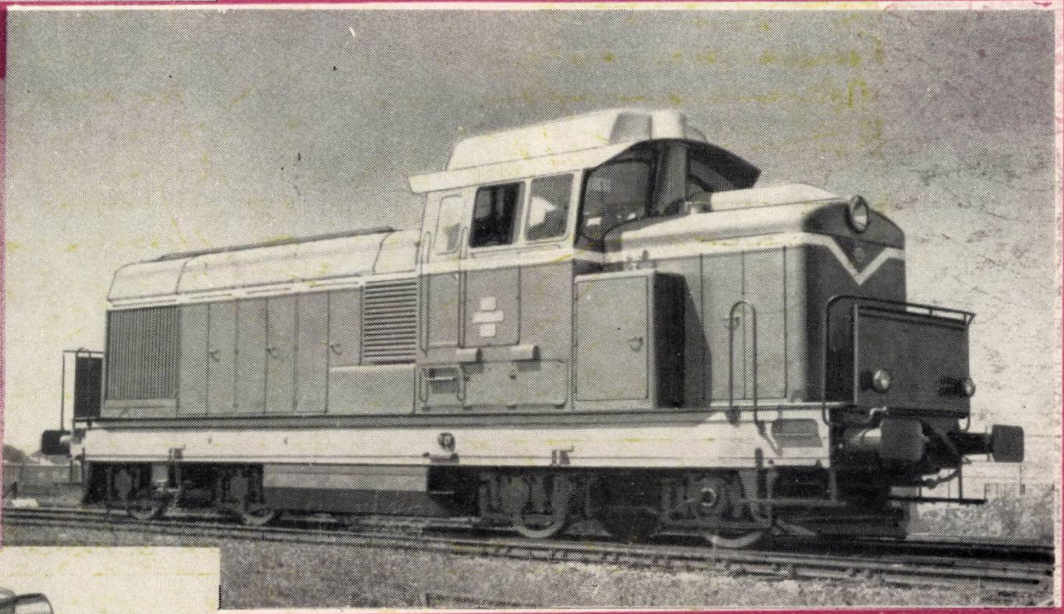


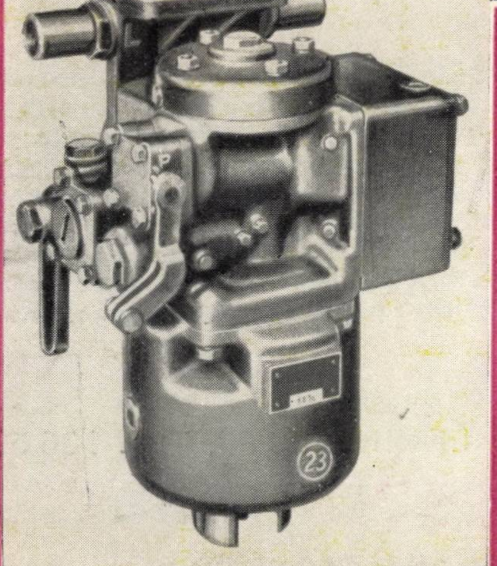
UZINA ‹23 AUGUST› BUCURESTI

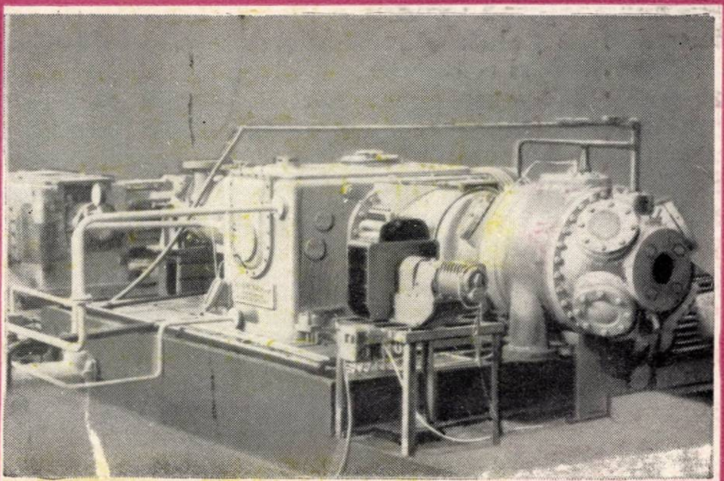
23 AUGUST BUCURESTI











Convertizor hidraulic de cuplu tip CHC 750-2
Cuplaj hidraulic tip CH 370
Transmisie hidraulică tip TH 2
Turbosuflantă tip TS 4
Compresor de aer tip UP 23-07A
Turboambreiaj tip TA 500-D

UZINA *Hidromecanica* BRASOV

PRODUCE:

● Transmisii hidraulice pentru locomotive Diesel de 150 — 1300 CP ● Turbosuflante pentru supraalimentarea motorului Diesel cu puteri de 130 — 2300 CP ● Convertizoare hidraulice de cuplu cu palete fixe și reglabile pentru puteri de 160 — 900 CP ● Turboambreiaje cu umplere fixă și reglabilă pentru puteri de 350 — 400 CP ● Cuplaje hidraulice pentru puteri de 5 — 100 Kw cu posibilităţi de fixare pe axul reductorului sau al motorului și cu tracţiune coaxială sau laterală cu șaibă de curea ● Suflante de aer rotative cu debite de 16 — 12 000 n m^3/h ● Mecanisme de acţionare pentru vane. Momente de 2,5 — 80 Kgfm. Comandă de la distanţă. Protejează motorul prin limitarea momentului și cursei ● Compresoare rotative de aer cu debit de 4 n m^3/min la presiune de 2 Kgf/cm^2, pentru transport pneumatic

UZINA HIDROMECANICĂ-BRAŞOV, BD. LENIN NR. 78, TEL. 105 53

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, MARTIE, Nr. 3, 1970

CUPRINS

CÎMPIAN, V.: **Instalaţie pentru determinarea calităţilor dinamice şi economice în regim nestaţionar a autovehiculelor.** 129

DIMA, GH.: **Studiul analitic pentru alegerea raţională a ţevilor de oţel necesare executării carcaselor de oţel pentru cuzineţii motoarelor de la tractoarele UTOS şi U-650.** 133

DUMITRAŞ, C.: **Noi relaţii matematice de calcul pentru forţele de aşchiere la strunjirea longitudinală.** 137

FEIMER, I., MĂDĂRAŞ, L., CĂLĂRĂŞANU, D. şi BARTHA, AL.: **Calculul cu ajutorul nomogramelor al şuruburilor de mişcare şi forţă.** 143

GOGUŢĂ, TR.: **Rulmenţi cu rezistenţa la rulare sporită.** 147

HOMOŞ, T.: **Contribuţii privind determinarea lotului optim în construcţia de maşini.** 152

IVAN, M. şi RUSAN, G.: **Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic.** 160

RAICU, A.: **Calculul aproximativ al randamentului mecanismelor cu bare.** 167

ROMANIŢĂ, M.: **Posibilităţi de creştere a capacităţii portante a ghidajelor hidrostatice.** 171

TUDOR, D.; **Influenţa cîmpurilor de toleranţă asupra funcţionării angrenajelor cu dantură în evolventă.** 174

VELICU, S.: **Consideraţii tehnologice noi privind finisarea prin şeveruire a roţilor dinţate.** 182

VONICA, C.: **Cu privire la unele probleme specifice motoarelor hidraulice rotative de mare moment.** 186

DOCUMENTARE 192

REVISTA REVISTELOR 193

COMITETUL DE REDACŢIE
Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 629.113.001.4

Cîmpian, V. : **Instalaţie pentru determinarea calităţilor dinamice şi economice în regim nestaţionar a autovehiculelor.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 129–133

CZ 629.114.2 : 621.431.73 : 621.822.5

Dima, Gh. : **Studiul analitic pentru alegerea raţională a ţevilor de oţel necesare executării carcaselor de oţel pentru cuzineţii motoarelor de la tractoarele UTOS şi U-650**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 133–136

CZ 621.941.001.24

Dumitraş, C. : **Noi relaţii matematice de calcul pentru forţele de aşchiere la strunjirea longitudinală.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 137–143

CZ 621.882 : 518.3

Feimer, I., Mădăraş, L., Călărăşanu, D. şi *Bartha, Al.* : **Calculul cu ajutorul nomogramelor al şuruburilor de mişcare şi forţă.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 143–147

CZ 621.822.9

Goguţă, Tr. : **Rulmenţi cu rezistenţa la rulare sporită.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 147–151

CZ 621 :658.5

Homoş, T. : **Contribuţii privind determinarea lotului optim în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 152–159

CZ 621.9.047.7

Ivan, M. şi *Rusan, G.* : **Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic.**

Construcţia de Maşini 22, (1970), nr. 3, p. 160–166

CZ 621.233

Raicu, A. : **Calculul aproximativ al randamentului mecanismelor cu bare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 167–170

CZ 621–219.2

Romaniţă, M. : **Posibilităţi de creştere a capacităţii portante a ghidajelor hidrostatice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 171–174

CZ 621.833.5

Tudor, D. : **Influenţa cîmpurilor de toleranţă asupra funcţionării angrenajelor cu dantură în evolventă.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 174–181

CZ 621.833 : 621.911.4

Velicu, S. : **Consideraţii tehnologice noi privind finisarea prin şeveruire a roţilor dinţate.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 182–186

CZ 621–82 : 621.225

Vonica, C. : **Cu privire la unele probleme specifice motoarelor hidraulice rotative de mare moment.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 186–191

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redactor şef : 14.62.67 ; Redacţia : Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 4240.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/1969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 629.113.001.4

Кымпян, В.: **Установка для определения динамических и экономических свойств автомашин в неустановившемся режиме.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3, стр. 129—133

ДК 629.114.2 : 621.431.73 : 621.822.5

Дима Г.: **Аналитическое исследование рационального выбора стальных труб, необходимых для выполнения стальных каркасов вкладышей на двигателях тракторов** UTOS и U—650

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3. стр. 133—136

ДК 621.941.001.24

Думитраш, К.: **Новые математические соотношения расчета сил резания при продольной обточке.**

Construcţia de Maşini (1970), № 3. стр. 137—143

ДК 621.882 :518.3

Феймер, И.; Мэдэраш, Л.; Кэлэрэшану, Д. и *Барта Ал.:* **Расчет при помощи номограмм ходовых и грузовых винтов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3. стр. 143—147

ДК 621.822.9

Гогуцэ, Тр.: **Подшипники с повышенным сопротивлением качению.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3. стр. 147—151

ДК 621 : 658.5

Хомош, Т.: **К вопросу определения оптимального набора в машиностроении.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3. стр. 152—159

ДК 621.9.047.7

Иван, М. и *Русан, Г.:* **Специальные методы обработки электролитическим способом.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3. стр 160—166

ДК 621—233

Райку, А.: **Приближенный расчет коэффициента полезного действия штанговых механизмов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970). № 3 стр. 167—170

ДК 621—219.2

Романицэ, М.: **Возможности повышения несущей мощности гидростатических направляющих.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3, стр. 171—174

ДК 621.833.5

Тудор, Д.: **Влияние полей допуска на работу эвольвентных зубчатых зацеплений.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3, стр. 174—181

ДК 621.833:621.911.4

Велику, С.: **Новые технологические соображения по вопросу отделки шестерен путем шевингования.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3, стр. 182—186

ДК 621—82 : 621—225

Воника, К.: **Некоторые вопросы, специфические для гидравлических двигателей с высоким моментом вращения.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 3, стр. 186—191

INHALTSVERZEICHNIS

DK 629.113.001.4

Cimpian, V.: **Anlage zur Bestimmung der dynamischen und wirtschaftlichen Qualität der Kraftfahrzeuge in nichtstationärem Betrieb**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3. S. 129—133

DK 629.114.2:621.431.73 :621.822.5

Dima, Gh.: **Analytische Studie zur rationellen Auswahl der Stahlrohre für die Fertigung der Stahlgehäuse für die Lagerschalen der Traktoren UTOS und** U-650

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.3, S. 133—136

DK 621.941.001.24

Dumitraş, C.: **Neue mathematische Berechnungsrelationen für die Spankräfte beim Längsdrehen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 137—143

DK 621.882 :518.3

Feimer, I. Mădăraş, L. Călărăşanu, D. und *Bartha, Al.:* **Berechnung der Kraft-und Bewegungsschrauben mit Hilfe der Nomogramme**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 143—147

DK 621.822.9

Goguţă, Tr.: **Wälzlager mit erhöhter Rollfestigkeit**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 147—151

DK 621:658.5

Homoş, T.: **Beiträge zur Bestimmung des Optimalanteils im Maschinenbau**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 152—159

DK 621.9.047.7

Ivan, M. und *Rusan, G.:* **Sondermethoden zur Bearbeitung durch das elektrolytische Verfahren**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3 S. 160—166

DK 621—233

Raicu, A.: **Annähernde Berechnung der Leistung der Stangenvorrichtungen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 167—170

DK 621—219.2

Romaniţă, M.: **Steigerungsmöglichkeiten der Tragkraft hydrostatischer Führungen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 171—174

DK 621.833.5

Tudor, D.: **Einfluss der Toleranzfelder auf das Arbeiten der Getriebe mit Evolventenverzahnung.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, *S.* 174—181

DK 621.833 :621.911.4

Velicu, S.: **Neue technologische Erwägungen in bezug auf die Ausfertigung der Zahnräder durch Schaben.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 182—186

DK 621—82 : 621.225

Vonica, C.: **Uber einige spezifische Probleme der hydraulischen Motoren mit hohem Drehmoment.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 3, S. 186—191

SOMMAIRE

CD 629.113.001.4

Cîmpian, V. : **Installation pour la détermination des qualités dynamiques et économiques en régime non stationnaire des autovéhicules.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 129—133

CD 629.114.2 :621.431.73 :621.822.5

Dima, Gh. : **Etude analytique sur le choix rationnel des tubes d'acier lors de l'exécution des carcasses en acier pour les coussinets des moteurs montés sur les tracteurs UTOS et U-650.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 133—136

CD 621.941.001.24

Dumitraş, C. : **Nouvelles relations mathématiques pour le calcul des forces de coupe lors du chariotage longitudinal.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no. 3, p. 137—143

CD 621.882 :518.3

Feimer, I., *Mădăraş, L.*, *Călărăşanu, D.* et *Bartha Al.* : **Le calcul à l'aide des nomogrammes des vis de mouvement et de force.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p 143—147

CD 621.822.9

Goguţă, Tr. : **Roulements à résistance accrue au roulage.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no. 3, p. 147—151

CD 621 :658.5

Homoş, T. : **Contributions à la détermination du meilleur lot dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 152—159

CD 621.9.047.7

Ivan, M. et *Rusan, G.* : **Méthodes spéciales d'usinage par le procédé électrolytique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 160—166

CZ 621—233

Raicu, A. : **Le calcul approximatif du rendement des mécanismes à barres.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 167—170

CD 621—219. 2

Romaniţă, M. : **Possibilités d'augmentation de la capacité portante des guidages hydrostatiques.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 171—174

CD 621.833.5

Tudor, D. : **L'influence du champ de tolérance sur le fonctionnement des engrenages à denture en développante.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no. 3, p. 174—181

CD 621.883 :621.911.4

Velicu, S. : **Nouvelles considérations technologiques sur le finissage par shaving des roues dentées.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 182—186

CD 621—82 : 621.225

Vonica, C. : **Sur certains problèmes spécifiques des moteurs hydrauliques rotatifs à haut moment.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 186—191

CONTENTS

DC 629.113.001.4

Cîmpian, V. : **Installation for the determination of dynamic and economic operating conditions of motor vehicles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 129—133

DC 629.114.2 :621.431.73 :621.822.5

Dima, Gh. : **Analytical study of a rational selection of the steel pipes used in the fabrication of the bearings cases of the motors of tractors UTOS and U-650.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr 3. p. 133—136

DC 621.941.001.24

Dumitraş, C. : **New mathematical relations in the calculation of the chipping forces developed in longitudinal turning.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 137—143

DC 621.882 :518.3

Feimer, I., *Mădăraş, L.*, *Călărăşanu, D.* and *Bartha, Al.* : **Calculation of force and moving screws by nomograms.**

Constructa de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 143—147

DC 621.822.9

Goguţă, Tr. : **Ball bearings with increased rolling resistance.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 147—151

DC 621 :658.5

Homoş, T. : **Contributions to the determination of the optimum series in machine building.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 152—159

DC 621.9.047.7

Ivan, M. and *Rusan, G.* : : **Special processing methods by electrolysis.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 3, p. 160—166

CZ 621—233

Raicu, A. : **Approximate calculation of the productivity of bar provided mechanisms.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 3, p. 167—170

DC 621—219.2

Romaniţă, M. : **Possibilities to increase the bearing capacity of hydrostatic guidings.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 3, p. 171—174

CD 621.833.5

Tudor, D. : **Influence of tolerance zones on the running of evolvence teeth gears.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 3, p. 174—181

DC 621.883;621.911 4

Velicu, S. : **Technological considerations on gear shaving.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 3, p. 182—186

DC 621—82 : 621.225

Vonica, C. : **About some problems specific to high momentum rotary hydraulic motors.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 3, p. 186—191

CZ 629.113.001.4

Instalaţii pentru determinarea calităţilor dinamice şi economice în regim nestaţionar ale autovehiculelor

Dr. ing. Vasile CÎMPIAN – Institutul politehnic–Braşov

La ora actuală, o importanţă deosebită o are cercetarea ştiinţifică în domeniul construcţiei şi exploatării autovehiculelor, ramură importantă, în plină dezvoltare, a industriei socialiste româneşti. Acest lucru a făcut ca la catedra de automobile şi tractoare a Institutului politehnic-Braşov să se construiască o instalaţie complexă, care să permită determinarea simultană a tuturor parametrilor care concură la aprecierea dinamicităţii şi economicităţii autovehiculelor în regim de funcţionare nestaţionar.

Pentru determinarea dinamicităţii şi economicităţii în regim de funcţionare nestaţionar a fost concepută şi realizată o instalaţie a cărei vedere de ansamblu şi schemă bloc sînt date în figurile 1 şi 2.

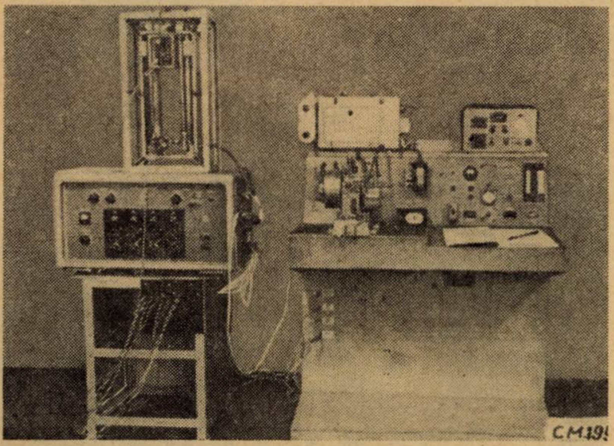


Fig. 1

Pentru înregistrarea consumului de combustibil se foloseşte un debitmetru capacitiv *2*, conceput în aşa fel încît să permită determinarea rapidă a consumului instantaneu şi a variaţiei lui în timpul demarajului, sau în cicluri închise de mişcare. Debitmetrul este alimentat de bateria *4* prin intermediul blocului de alimentare *3*. Semnalele debitmetrului sînt amplificate cu ajutorul amplificatorului *1* şi transmise oscilografului cu buclă *11*.

Pentru înregistrarea spaţiului se foloseşte drept traductor roata liberă *6*, pe axul căreia se montează întrerupătorul *5*. Impulsurile date de acest traductor sînt înregistrate, de asemenea, pe oscilograful *11*.

Viteza de deplasare a autovehiculului se înregistrează cu ajutorul tahogeneratorului *7*, montat pe axul roţii libere *6*, prin redresorul *8*, pe oscilograful *11*.

Dispozitivul de timp *9* permite înregistrarea intervalelor de o secundă pe oscilograful *11*.

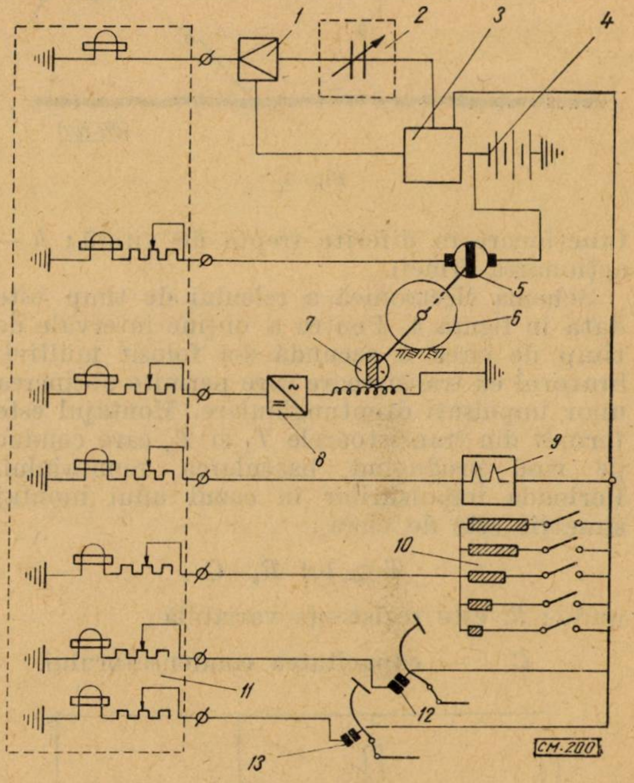


Fig. 2

Perioada de utilizare a unei anumite trepte se efectuează prin sistemele de contacte şi rezistenţe *10* şi se înregistrează pe oscilograful *11*.

Pentru a determina perioada de frînare şi perioada în care ambreiajul este decuplat, se montează pe pedala de frînă contactul *12*, iar pe pedala ambreiajului contactul *13* ale căror impulsuri sînt înregistrate de către oscilograful *11*.

Reprezentarea generală a benzii oscilografului cu înregistrările parametrilor este dată în figura 3 (*a*-linia zero ; *b* — înregistrarea spaţiului parcurs de autovehicul ; *c* — variaţia vitezei ; *d* — înregistrarea timpului ; *e* — variaţia consumului de combustibil ; *f* — cuplarea şi decuplarea ambreiajului ; *g* — perioadele de

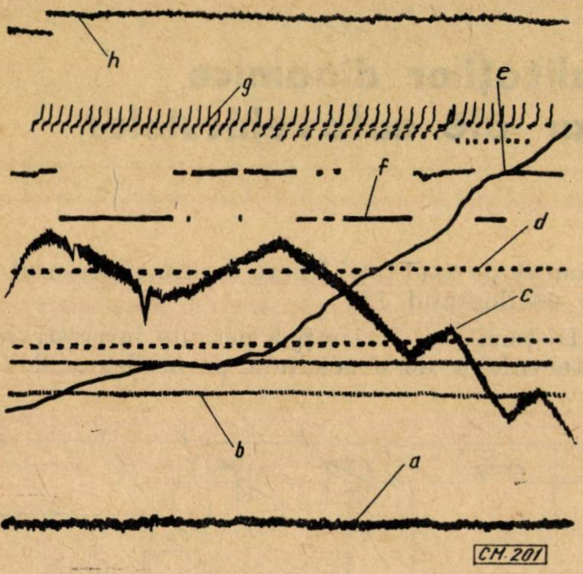


Fig. 3

funcţionare în diferite trepte de viteză; *h* — acţionarea frînei).

Schema electronică a releului de timp este dată în figura 4. Pentru a obţine intervale de timp de circa o secundă s-a folosit multivibratorul cu transistoare care permite obţinerea unor impulsuri dreptunghiulare. Montajul este format din transistoarele T_1 şi T_2 care conduc pe rînd producînd basculare montajului. Perioada impulsurilor în cazul unui montaj simetric este de circa:

$$T \cong 1{,}4\ R_b \cdot C$$

unde: R_b este rezistenţa variabilă;

C — capacitatea condensatorului.

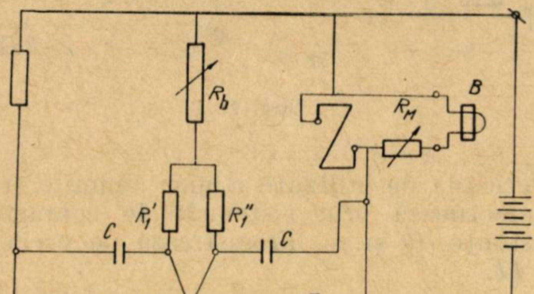


Fig. 4

Pentru a permite etalonarea perioadei la o secundă, rezistenţa R_b este variabilă. În circuitul colectorului transistorului T_2 se leagă bucla *B*, care face ca impulsurile să fie înregistrate de către oscilograf. Rezistenţa R_e are rolul de a echilibra montajul, iar rezistenţele R_1', R_1'', R_2' şi R_2'' sînt necesare pentru funcţionarea corectă a transistoarelor.

Verificarea perioadei se face înaintea fiecărei determinări, întrucît parametrii circuitului sînt funcţie de condiţiile exterioare. Pentru a reduce influenţa acestora la minimum posibil, montajul se acoperă cu o cutie de carton căptuşită cu burete şi vată de sticlă.

Instalaţia concepută şi realizată permite efectuarea unor măsurări şi înregistrări continue pe banda oscilografului ale valorilor vitezei de deplasare a autovehiculului şi a spaţiului parcurs de acesta.

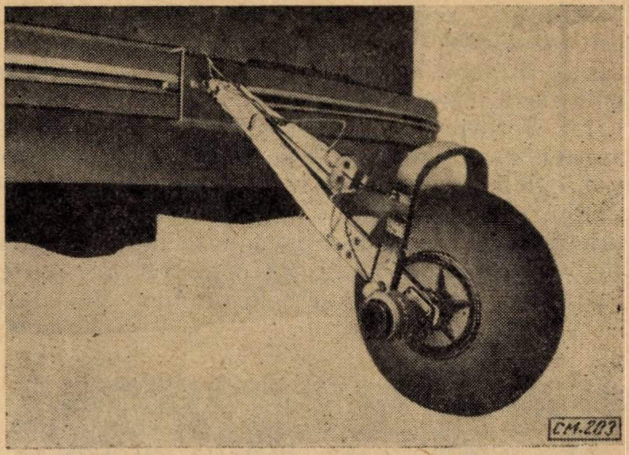


Fig. 5

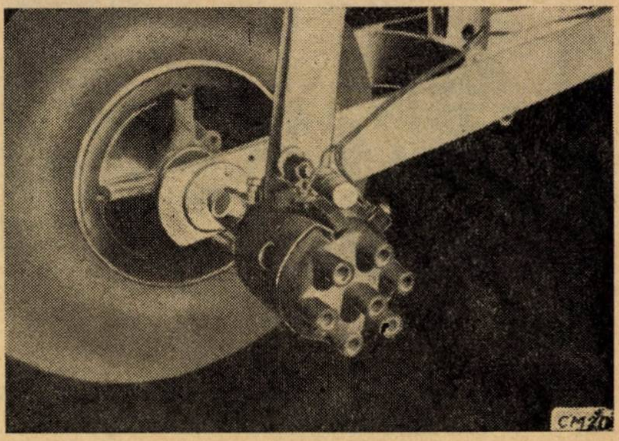


Fig. 6

Viteza de deplasare a autovehiculului se exprimă ţinînd cont de raza de rulare a roţii traductor (fig. 5), determinată pe cale experimentală.

Instalaţia se compune dintr-un tahogenerator de curent alternativ cu magnet permanent, ce se fixează pe axul roţii traductor (fig. 5) care dă variaţia vitezei autovehiculului în timpul deplasării şi dintr-un distribuitor montat tot pe axul roţii traductor (fig. 6) care permite înregistrarea pe oscilograf a numărului de rotaţii ale acesteia.

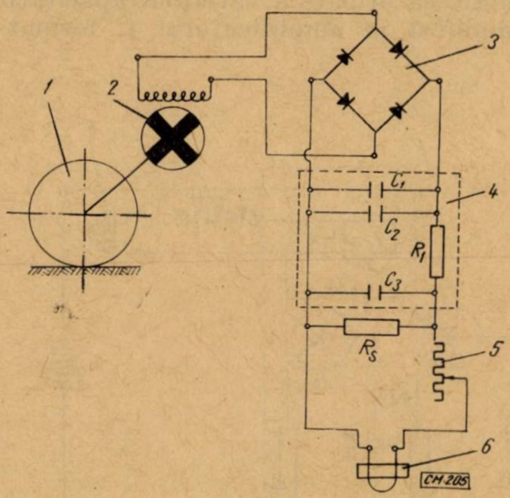


Fig. 7

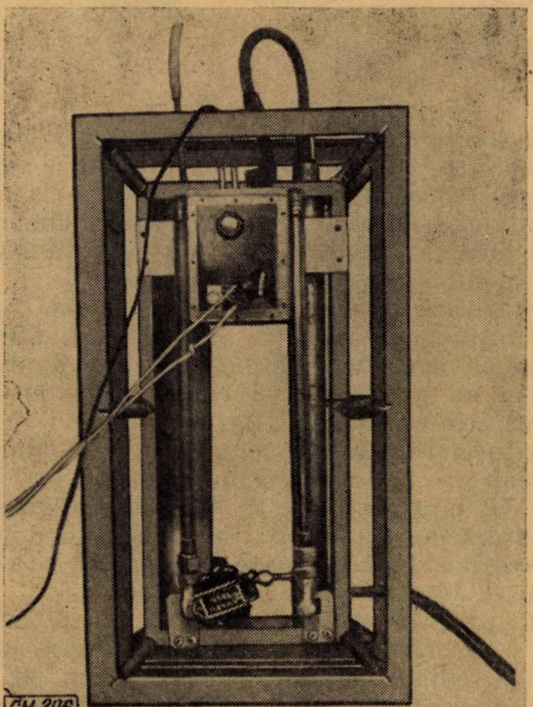


Fig. 8

În figura 7 este prezentată schema de principiu a instalaţiei electrice pentru înregistrarea vitezei de deplasare a autovehiculului.

Variaţia tensiunii tahogeneratorului de curent alternativ *2*, antrenat de roata traductor, se înregistrează de bucla *6* a oscilografului, prin intermediul unui circuit format din redresorul cu semiconductoare *3*, care redresează curentul alternativ debitat de tahogenerator, şi din filtrul *4*. Filtrul *4*, necesar pentru îndreptarea pulsării tensiunii tahogeneratorului, se compune din condensatoarele C_1, C_2 şi C_3 şi rezistenţa R_1.

Pentru adaptarea circuitului la parametrii buclei *6*, în paralel cu ea se montează rezistenţa de sarcină R_s.

Stabilirea amplitudinii înregistrării pe banda oscilografului s-a făcut cu ajutorul potenţiometrului *5*.

Etalonarea înregistrării vitezelor pe banda oscilografului constă în obţinerea rapoartelor între devierea dată de buclă şi turaţia tahogeneratorului într-un anumit interval de timp. Etalonarea a fost executată în condiţii de laborator pe o instalaţie care a permis modificarea turaţiei axului pe care s-a montat tahogeneratorul.

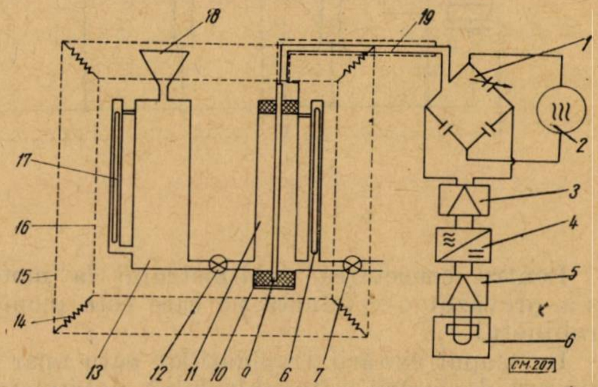


Fig. 9

Pentru înregistrarea pe banda oscilografului a variaţiei consumului de combustibil în timpul încercărilor, a fost concepută şi realizată o instalaţie a cărei vedere de ansamblu este redată în figura 8.

În figura 9 este dată schema de principiu a instalaţiei, care redă modul de funcţionare a ei. Cilindrii *11* şi *13* sînt legaţi între ei prin robinetul *12*. În acest fel se obţin două sensibilităţi diferite, prin utilizarea cilindrului *11* singur sau prin utilizarea simultană a celor doi cilindri. Cilindrul *11*, împreună cu electrodul *9* fixat în izolatoarele *10*, reprezintă un condensator cilindric în care combustibilul are rol de dielectric. Prin variaţia nivelului de combustibil variază şi capacitatea electrică a condensatorului. Condensatorul este conectat la puntea capacitivă *1* a cărei alimentare se face cu ajutorul generatorului de oscilaţii de înaltă frecvenţă *2*. Dezechilibrul punţii este amplificat în amplificatorul *3* şi după aceea redresat în redresorul *4*. Semnalul continuu este din nou amplificat în amplificatorul *5* şi înregistrat pe banda oscilografului *6*.

Legătura dintre debitmetru şi aparatajul electronic se realizează cu ajutorul cablului ecranat *19*. Controlul nivelului de lichid din debitmetru se realizează cu ajutorul sticlelor de nivel *8* şi *17*. Umplerea debitmetrului cu combustibil se face prin pîlnia *18* şi robinetul *12*.

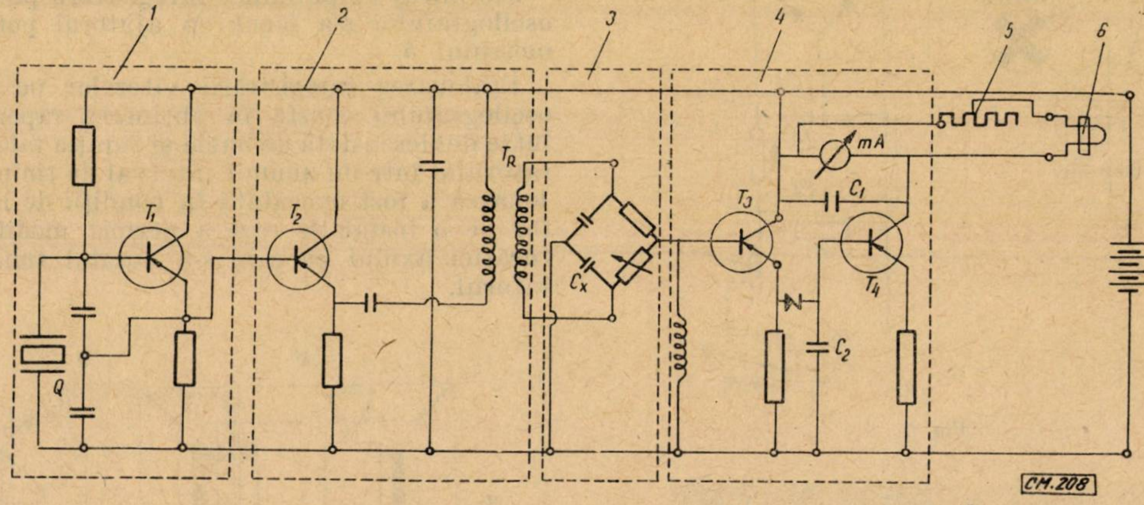


Fig. 10

Pentru conectarea debitmetrului la motor s-a prevăzut o conductă pe care este montat robinetul *7*.

În scopul evitării trepidaţiilor care apar în timpul deplasării autovehiculului, debitmetrul este montat în cadrul *16*, care la rîndul lui este fixat elastic prin arcurile *14* în suportul *15*.

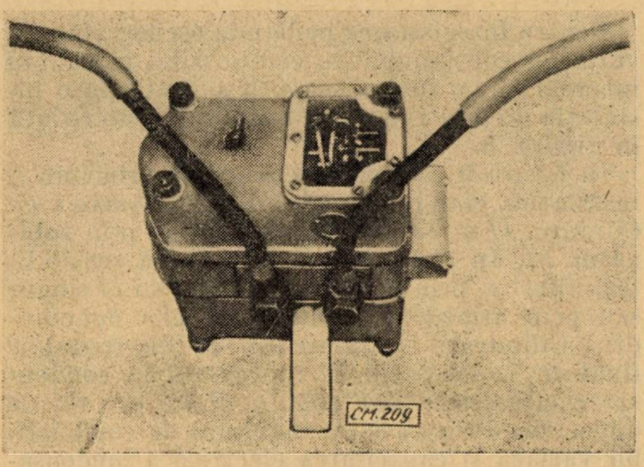


Fig. 11

Pentru înregistrarea pe oscilograf a debitului de combustibil s-a folosit un montaj cu punte capacitivă a cărui schemă electronică este redată în figura 10.

Montajul conceput şi realizat se compune din oscilatorul cu cristal de cuarţ *Q* şi transistorul T_1. Alimentarea punţii capacitive *3*, în care capacitatea C_x reprezintă debitmetrul reprezentat în figura 9, se face prin intermediul amplificatorului *2*, format din transistorul T_2 şi transformatorul T_R. Variaţia curentului dat de punte, ca urmare a variaţiei capacităţii C_x, se amplifică în amplificatorul *4*, format din transistoarele T_3 şi T_4 şi condensatoarele de filtraj C_1 şi C_2. După filtrare, curentul se aplică prin intermediul potenţialului *5* la bucla oscilografului *6*. Pentru a reduce la minimum influenţa mediului înconjurător, întregul ansamblu este montat într-o cutie izotermă.

Etalonarea debitmetrului s-a făcut utilizînd instalaţia completă, înregistrînd mărimea deviaţiei spotului luminos al oscilografului pentru un volum de 25 cm³ de combustibil extras prin conducta *7* (fig. 9).

La încercările experimentale care au o durată mai mică se foloseşte instalaţia numai cu cilindrul *11*, fapt care face să se obţină o precizie a măsurărilor mai mare. În cazul cînd durata încercărilor este mai mare, se lucrează cu robinetul *12* deschis, adică cu ambii cilindri.

La măsurări pe distanţe mari, unde nu se cere o precizie prea mare şi pentru care capacitatea cilindrilor debitmetrului (fig. 9) nu este suficientă, se poate folosi un aparat format dintr-un traductor cu pistonaşe (fig. 11) şi un aparat înregistrator (fig. 12).

Traductorul, care în principiu constă dintr-un debitmetru cu piston flotant, se montează în sistemul de alimentare a motorului, între rezervorul de combustibil şi pompa de combustibil. Acest traductor funcţionează datorită presiunii pompei de combustibil. Valoarea presiunii necesară funcţionării normale a traductorului trebuie să fie de minimum 0,15 kgf/cm². Cînd pistonul flotant se deplasează spre dreapta sub presiunea combustibilului, compartimentul din stînga al cilindrului comunică cu rezervorul de combustibil, iar cel din dreapta, cu carburatorul. Mișcarea pistonului este limitată de un opritor, cu ajutorul căruia se poate face reglajul cantității de combustibil înregistrată de contor.

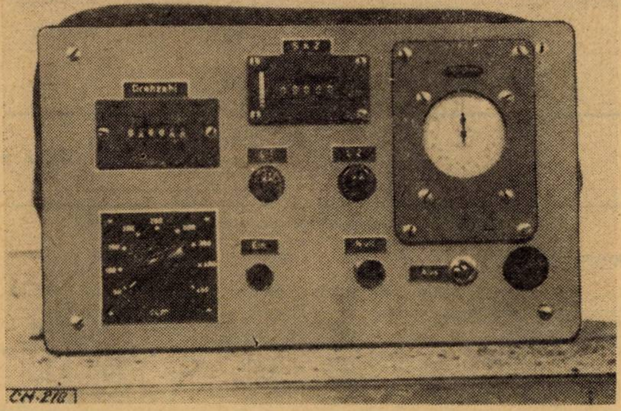


Fig. 12

Diametrul și cursa pistonului flotant sînt astfel alese încît fiecare cursă să corespundă unui consum de 25 cm^3 combustibil. Pentru înregistrarea consumurilor mai mici de combustibil, se poate micșora cursa pistonului prin deplasare spre interior a opritorului.

Pentru determinarea cantității de combustibil consumat, se înregistrează numărul de curse ale pistonului cu ajutorul unor contacte care închid și deschid circuitul electric al contorului electromagnetic (fig. 12). Aparatul înregistrator mai este prevăzut cu un cronometru care poate fi pornit automat, prin intermediul unui releu, la începutul încercărilor și oprit, tot automat, la terminarea acestora.

Instalația prezentată poate fi montată pe orice tip de autovehicul, prin faptul că alimentarea ei se face cu curent continuu luat de la bateria de acumulatoare a autovehiculului. Pe lîngă aceasta, datele obținute cu instalația prezentată permit aprecierea rapidă a calităților dinamice și economice ale autovehiculelor în regim de funcționare nestaționar.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cîmpian, V.* Studiul dinamicității și economicității autovehiculelor în regim de funcționare nestaționar. Disertație, Brașov, 1968.

[2] *Cîmpian, V.* și *Seitz, N.* Aparat pentru determinarea calităților dinamice a automobilelor, vol. VII. Brașov, Buletinul Institutului politehnic, 1965.

[3] *Felea, I.* și colab. Circuite cu transistoare în industrie, vol. I și vol. II. București, Ed. tehnică, 1963.

[4] *Gherasimov, S. M.* și colab. Felvezetaș erösitök es oszcillatarok szamitasa. Budapesta, Ed. M. K., 1964.

[5] *Grave, H. F.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. București, Ed. tehnică, 1966.

[6] *Laptev, S. A.* Dorojnie ispitania avtomobilei. Moscova, Mașghiz, 1962.

CZ 629.114.2 :621.431.73 :621.822.5

Studiul analitic pentru alegerea rațională a țevilor de oțel necesare la executarea carcaselor de oțel pentru cuzineții motoarelor de la tractoarele UTOS și U-650

Ing. Gheorghe DIMA – Inspectoratul general de stat pentru controlul calității produselor de export – Filiala Piatra Neamț

Dimensiunile țevilor utilizate de Întreprinderea mecanică-Roman la executarea carcaselor de oțel, prezentate în figura 1, sînt următoarele :

— la cuzineții palier Ø 102×11, iar la cuzineții bielă Ø 89×9 STAS 404—66. Aceste țevi pot prezenta, din laminare, abateri la diametrul exterior de ±1%, iar la grosimea peretului +12,5% și −15%. Valorile limită calculate sînt prezentate în tabela 1.

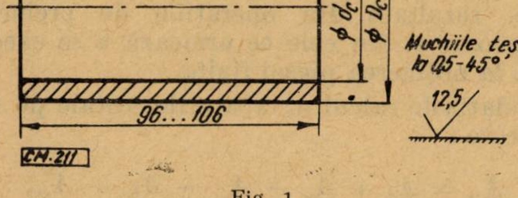


Fig. 1

Producția de cuzineți realizată în anii 1966, 1967 și 1968, realizările pe anul 1969, dimensiunile carcaselor de oțel și mărimea adaosurilor de prelucrare pe rază, ce rezultă ca urmare a valorilor limită ale diametrelor țevilor, sînt date în tabela 2.

Analiza rezultatelor obținute. Coeficientul de utilizare a metalului din țeavă este scăzut, fiind cuprins între 31 și 57% ; adaosul de prelucrare de la interiorul carcaselor este mai mare decît cel de la exteriorul carcaselor, iar adaosul mare de prelucrare duce la :

— mărirea consumului de scule (cuțite) ce se folosesc la prelucrarea carcaselor de oțel ;

Tabela 1

Diametrul exterior D			Grosimea peretelui g			Diametrul interior d		
nominal	maxim	minim	nominal	maxim	minim	nominal	maxim	minim
D_n	$D_M = 1{,}01 D_n$	$D_m = 0{,}99\ D_n$	g_n	$g^m = 1{,}125\, g_n$	$g_M = 0{,}85\ g_n$	d_n	$d_M = D_M - 2g_m$	$d_m = D_m - 2g_M$
102,0	103,02	100,98	11,0	12,375	9,35	80,0	84,32	76,23
89,0	89,89	88,11	9,0	10,125	7,65	71,0	74,59	67,86

Tabela 2

Denumirea cuzinetului, reperul și treapta diametrului interior	Producția medie realizată în anii 1966, 1967, 1968	Realizări 1969 (valori indicative)	Dimensiunile carcasei de oțel, mm			Adaosul de prelucrare pe rază, mm :					
						La exterior (A_{p_e})			La interior (A_{p_i})		
						Nominal	Maxim	Minim	Nominal	Maxim	Minim
			Grosime $g_c = \frac{D_c - d_c}{2}$	Diametrul exter. $D_c + 0{,}14$	Diametrul interior d_c	$A_{p_e n} = \frac{D_n - D_c}{2}$	$A_{p_e M} = \frac{D_M - D_c}{2}$	$A_{p_e m} = \frac{D_m - D_c}{2}$	$A_{p_i n} = \frac{d_c - d_n}{2}$	$A_{p_i M} = \frac{d_c - d_m}{2}$	$A_{p_i m} = \frac{d_c - d_M}{2}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cuzineți palier, seturi total :	100,00	100,00									
Din care în % din total : 102, 01.014 ; 1S ; 2S ; R1 ;R2 ; R3 ; R4 ; R I	46,70	55,00	4,65	96,8	$87{,}5^{+0{,}14}$	2,60	3,11	2,09	3,75	5,65	1,59
102.01.014 ; R II	0,10	0,50	5,65	,,	$85{,}5^{+0{,}14}$	,,	,,	,,	2,75	4,62	0,59
103.01.093 ; 1S ; 2S	42,80	34,00	4,65	,,	$87{,}5^{+0{,}07}$	,,	,,	,,	3,75	5,63	1,59
,, R1 ; R2	9,80	10,00	4,90	,,	$87{,}0^{+0{,}07}$	,,	,,	,,	3,50	5,37	1,34
,, R3 ; R4	0,60	0,50	5,40	,,	$86{,}0^{+0{,}07}$	,,	,,	,,	3,00	4,87	0,84
Cuzineți bielă, seturi total	100,00	100,00									
din care : 102.03.014 ; 1S ; 2S ; R1 ; R2 ; RI	44,70	49,00	2,75	83,0	$77{,}5^{+0{,}12}$	3,00	3,44	2,55	3,25	4,82	1,45
,, R3 ; R4 ; R II	1,70	3,00	3,55	,,	$75{,}9^{+0{,}12}$	,,	,,	,,	2,45	4,02	0,65
103.03.093 ; 1S ; 2S	42,20	37,00	3,80	85,0	$77{,}4^{+0{,}14}$	2,00	2,44	1,55	3,20	4,77	1,40
,, R1 ; R2	9,70	10,00	4,30	,,	$76{,}4^{+0{,}14}$	,,	,,	,,	2,70	4,27	0,90
,, R3 ; R4	1,70	1,00	5,05	,,	$74{,}9^{+0{,}14}$	,,	,,	,,	1,95	3,52	0,15

— în cazul folosirii unui regim de așchiere intensiv, carcasa de oțel se încălzește și nu asigură dimensiunea prevăzută în mod sigur și imediat după prelucrare, deci nu se asigură din prelucrare precizia dimensională necesară carcaselor de oțel și, în final, a cuzineților rezultați din carcase ;

— se realizează o cantitate mare de șpan de oțel care, în cazul neeliminării la timp, provoacă accidente ;

— forțează munca strungarilor, supunîndu-i la operații multiple pentru îndepărtarea șpanului ce se degajă liber prin gura cuțitelor, în cantitate de pînă la 1,5 kg în 20 s, în același timp fiind necesară efectuarea comenzilor strungului ;

— limitează creșterea productivității muncii la operațiile de prelucrare a carcaselor de oțel.

Calculul adaosului de prelucrare optim

Adaosul de prelucrare optim, care să asigure un consum minim de metal și stabilitatea calității pieselor executate, trebuie să fie egal cu suma abaterilor dimensionale, de formă și poziție, rezultate din operațiile de prelucrare anterioare și din cele ce urmează a se executa pînă la obținerea piesei finite.

Relația de calcul al abaterilor totale pe rază A_{tr} este :

$$A_{tr} = A_d + A_p + A_{pr} + A_{bc} + A_{ef}, \quad (1)$$

în care :

A_d reprezintă abateri dimensionale rezultate din laminarea țevilor care se încadrează în toleranțele de laminare, $A_d = 0$;

A_p — abateri de la forma geometrică ca ovalitate, excentricitate, rizuri, fisuri, suprapuneri etc., rezultate din procesul tehnologic de laminare și care se încadrează în toleranțele țevilor laminate, $A_p = 0$;

A_{pr} — abateri de la poziția reciprocă a elementelor semifabricatului, independente de toleranța la dimensiune ; în cazul de față țevile pot prezenta abateri de la rectilinitate de 1,5 mm/m. Lungimea de calcul a influenței acestei abateri fiind de 120 mm (fig. 2), rezultă : $A_{pr} = 1{,}5$ mm/m × 0,120 m = = 0,18 mm ;

A_{bc} — abateri cauzate de bazarea și centrarea pieselor în timpul prelucrării. În cazul nostru bazarea și centrarea bucșelor de țeavă se execută în universal cu trei bacuri speciale, care îmbracă complet exteriorul bucșei și se sprijină pe umărul frontal, rezultînd $A_{bc} = 0$;

A_{ef} — abateri datorită erorilor de fixare, în direcția radială, a bucșelor în bacurile universalului, care din măsurări a rezultat la valoarea $A_{ef} = 0{,}35$ mm.

Prin înlocuire în relația (1) se obține $A_{tr} = 0{,}535$ mm.

Determinarea secțiunilor optime la țevile necesare

Pentru realizarea carcaselor de cuzineți în condițiile de calitate dimensionale stabilite este necesar ca dimensiunile țevilor necesare să se calculeze astfel :

a) diametrele interioare maxime :

$$d_M \leqslant d_c - 2\,A_{tr}\ ; \qquad (2)$$

b) diametrele exterioare minime :

$$D_m \geqslant D_c + T + 2\,A_{tr}, \qquad (3)$$

în care T este toleranța dată în tabela 2 la cotele D_c ;

c) diametrele exterioare nominale :

$$D_n = \frac{D_m}{1 - \dfrac{a}{100}}, \qquad (4)$$

în care a este abaterea admisibilă la diametrul exterior al țevilor, luată în valoare absolută. După STAS 404—66 pentru țevi obișnuite, $a = 1$. Prin înlocuire în relația (4) rezultă :

$$D_n = \frac{100}{99}\,D_m\ ; \qquad (5)$$

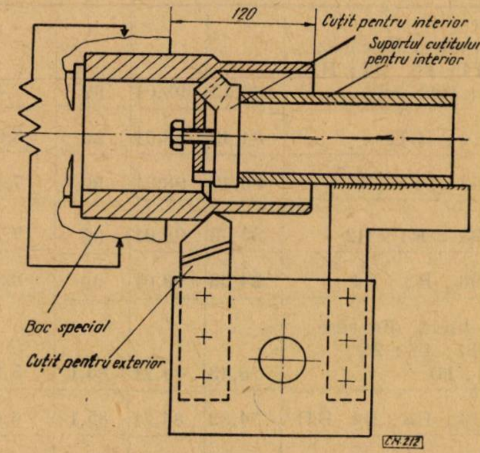


Fig. 2

d) grosimea nominală a peretelui țevilor g_n (fig. 3), cînd se cunoaște D_n , d_M și abaterea negativă la grosimea de perete $a_n = -15\%$, se calculează cu relația :

$$g_n = \frac{10}{17}\,[D_n - d_M]. \qquad (6)$$

Aplicînd relațiile (2), (3), (5) și (6) la valorile D_c și d_c din tabela 2, rezultă dimensiunile teoretice optime ale țevilor necesare date în tabela 3.

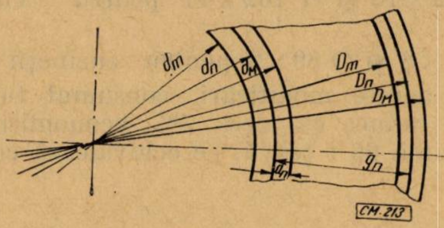


Fig. 3

Adoptarea soluțiilor

Întrucît în normele actuale STAS 404—66, DIN 2448, GOST 8732 și API—Std—5L nu figurează dimensiunile țevilor optime calculate, prezentate în tabela 3, s-au adoptat țevi STAS 404—66, cu dimensiunile nominale cît mai apropiate celor prezentate în tabela 3, luîndu-se următoarele măsuri :

— prevederea în documentația tehnologică și de consum specific a dimensiunilor de țevi

Tabela 3

Denumirea cuzinetului, reperul şi treapta diametrului interior	Dimensiunile teoretice optime la ţevile necesare calculate				Dimensiunile ţevilor adoptate după STAS 404 – 66					Adaosurile de prelucrare pe rază la interior pt. ţevile adoptate			Economii	
	Diametrul			Grosimea nominală	Diametrul exterior nominal	Gros. nominală a peretelui		Diametrul interior					kg	tone
	Interior mazim	Exterior												
		minim	nominal			Calculată	Adoptată	maxim	minim	maxim	nominal	minim	set	an
	d_M	D_m	D_n	g_n	D_n	g_{nc}	g_n	d_M	d_m	A_{pa_iM}	A_{pa_in}	A_{pa_im}		
Cuzineţi palier, din care : 102.01.014 ; 1S ; 2S ; R1 ; R2 ; R3 ; R4 ; RI	86,43	98,01	99	7,4	102	9,2	10	86,02	78,48	4,56	2,75	0,74	0,400	21,0
102.01.014 ; R.II	84,43	98,01	99	8,6	102	10,4	11	84,32	76,23	4,62	2,75	0,59	—	—
103.01.093 ; 1S ; 2S	86,43	98,01	99	7,4	102	9,2	10	86,02	78,48	4,56	2,75	0,74	0,400	13,0
103.01.093. ; R1 ; R2	85,93	98,01	99	7,7	102	9,5	10	[1] 86,02	78,48	4,26	2,50	0,49	0,400	3,0
103.01.093 ; R3 ; R4	84,93	98,01	99	8,3	102	10,05	11	84,32	76,23	4,87	3,0	0,84	—	—
Cuzineţi bielă, din care :														32,0
102.03.014 ; 1S ; 2S ; R1 ; R2 ; RI	76,43	84,21	85,1	5,1	89	7,4	8	76,29	70,11	3,69	3,25	0,60	0,400	18,0
102.03.014 ; R3 ; R4, RII	74,83	84,21	85,1	6,1	89	8,4	9	74,59	67,86	4,02	2,45	0,65	—	—
103.03.093 ; 1S ; 2S	76,33	86,21	87,1	6,4	89	7,5	8	76,29	70,11	3,64	3,20	0,55	0,400	14,0
103.03.093 ; R1 ; R2	75,33	86,21	87,1	7,0	89	8,05	9	74,59	67,86	4,27	2,70	0,90	—	—
103.03.093 ; R3 ; R4	73,83	86,21	87,1	7,9	89	8,9	9	[2] 74,59	67,86	3,53	1,95	0,15	—	—

Valori în mm.

1, 2. Pentru aceşti cuzineţi se va face o selectare a bucşelor, executîndu-se numai din bucşele din ţeavă cu toleranţe pozitive la grosimea peretelui.

diferenţiate după treapta de reparaţie a diametrului interior al cuzineţilor ;

— planificarea din timp a cotelor de cuzineţi ce se vor executa şi aprovizionarea ţevilor corespunzătoare după dimensiunile adoptate, date în tabela 3, şi anume :

Ø 102×10 şi Ø 102×11 pentru cuzineţii palier ;

Ø 89×8 şi Ø 89×9 pentru cuzineţii bielă.

Prin aceste modificări, consumul total de ţevi se reduce cu circa 7%, economisindu-se anual circa 69 t ţeavă, ce echivalează cu circa 240 000 lei, reducîndu-se totodată şi consumul de scule şi energie, care se foloseau înainte pentru a transforma cele 69 t ţeavă în şpan. În acelaşi timp se observă o creştere substanţială a productivităţii muncii la operaţiile de prelucrare a carcaselor de oţel, calitatea pieselor este îmbunătăţită, iar coeficientul de utilizare a metalului din ţeavă creşte cu circa 12%.

Metoda expusă poate fi extinsă la determinarea semifabricatelor optime din ţevi pentru executarea de carcase circulare, bucşe, cilindri, mufe pentru ţevi etc., prelucrate pe o suprafaţă sau pe ambele suprafeţe cilindrice.

CZ 621.941.001.24

Noi relaţii matematice de calcul pentru forţele de aşchiere la strunjirea longitudinală

Dr. ing. Constantin DUMITRAŞ — Institutul politehnic—Bucureşti

Stabilirea unor formule matematice care să satisfacă simultan cerinţele privind determinarea pe cale analitică a forţelor de aşchiere, precum şi interpretarea lor din punct de vedere fizic pe baza teoriei plasticităţii metalelor, constituie una din problemele cele mai importante pentru proiectarea şi dimensionarea maşinilor-unelte.

Din literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], rezultă că această problemă nu este încă pe deplin rezolvată şi de aceea în articol se prezintă rezultatele dobîndite de către autor, pe baza cercetărilor efectuate în laborator şi a unui studiu teoretic îndelungat, fapt ce a condus în final la elaborarea unor noi ecuaţii matematice mai complete destinate calculului forţelor de aşchiere.

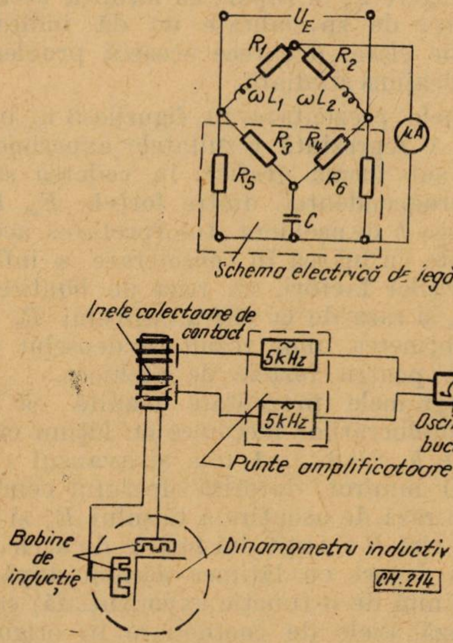

U_E
R_1
R_2
ωL_1
ωL_2
R_3
R_4
R_5
R_6
C
μA
Schema electrică de legătură
Inele colectoare de contact
5kHz
5kHz
Oscilograf cu bucle
Punte amplificatoare
Bobine de inducţie
Dinamometru inductiv
CH.214

Fig. 1

În vederea realizării scopului propus, experienţele au fost făcute pe un strung universal tip DLZ—630—IV, iar ca material de prelucrare s-au folosit oţeluri echivalente cu OLC 20 şi OLC 60 STAS 880—60.

Caracteristicile mecanice şi compoziţia chimică ale celor două oţeluri folosite au fost stabilite prin măsurători directe în laborator şi au valorile prezentate în tabelele 1 şi 2.

Forţele de aşchiere F_x, F_y şi F_z au fost măsurate cu ajutorul unui dinamometru prevăzut cu traductori inductivi tip IWBL 14×17 mm (executaţi de firma ,,Schwingungstechnik und Akustik'' din Dresda, R.D.G.).

Cu ajutorul acestui dinamometru se pot măsura forţele cuprinse între 1 şi 500 kgf, iar modul său de funcţionare rezultă din schema principială de montaj prezentată în figura 1.

Pentru prelucrarea materialului (supus încercărilor prin aşchiere) s-au folosit cuţite armate cu plăcuţe din carburi metalice, pe bază de WC Tic-Co tip HS 20, ai căror parametri geometrici sînt indicaţi în figura 2, iar valorile lor numerice corespund tabelei 3.

Parametrii geometrici ai sculei aşchietoare au fost menţinuţi constanţi ca mărime pentru întregul domeniu de încercări, iar durata de folosire a sculei, determinată de două ascuţiri consecutive, nu a depăşit 30 de minute. Ascuţirea a fost făcută pe o maşină universală de ascuţit scule, folosindu-se un disc abraziv pe bază de electrocorund, iar pentru realizarea faţetei (f=1 mm), căreia îi corespunde unghiul de aşezare $\alpha' = 5°$, s-a folosit un disc cu diamant.

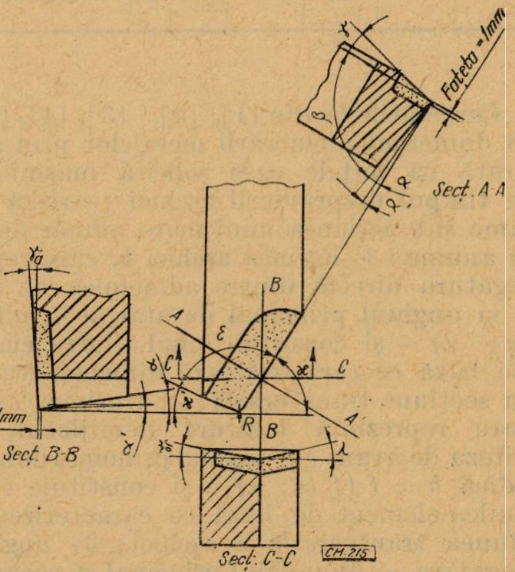

γ
β
Faţeta = 1mm
α
α'
Secţ. A-A
γ_a
B
A
ε
C
C
ϰ
γ
ϰ'
Faţeta = 1mm
R
B
A
Secţ. B-B
γ
γ_0
λ
Secţ. C-C
CH.215

Fig. 2

Tabela 1

Denumirea materialului	C%	Si%	Mn%	P%	S%
OLC 20	0,28	0,24	0,34	0,16	0,15
OLC 60	0,61	0,34	0,45	0,27	0,31

Tabela 2

Denumirea materialului	HB	σ_r	ψ	δ_5	a
	kgf/mm²	kgf/mm²	%	%	kgf/cm²
OLC 20	123	41	86	35,69	14,7
OLC 60	211	73,5	24,4	16,45	2,23

Tabela 3

Unghiul de aşezare principal, în grade		Unghiul de aşezare secundar, în grade		Unghiul de înclinare a tăişului în grade	Unghiul de degajare, în grade	Unghiul de atac		Unghi de la vîrf, în grade	Raza de la vîrf, în mm
						principal în grade	secundar în grade		
α	α'	α_1	α'_1	λ	γ	$\varkappa$	$\varkappa_1$	ε	R
10	5	10	5	−5	0	60	18	132	0,5

Cercetările făcute [1], [2], [3], [4], [6], [8], în domeniul prelucrării metalelor prin aşchiere arată că forţele care solicită maşinile-unelte în timpul desprinderii aşchiei variază ca mărime sub acţiunea unui mare număr de factori şi anume : 1) lăţimea aşchiei b, care reprezintă legătura directă dintre adîncimea de aşchiere a şi unghiul principal de atac $\varkappa$ — adică $b=f$ (a ; $\varkappa$) — şi constituie unul dintre elementele de bază ce caracterizează dimensiunea aşchiei în secţiune transversală ; 2) grosimea aşchiei h, care reprezintă legătura nemijlocită dintre viteza de avans s şi unghiul principal de atac $\varkappa$ — adică $h = f$ (f (s ; $\varkappa$) — şi constituie cel de-al doilea element de bază ce caracterizează secţiunea transversală a aşchiei ; 3) unghiul de degajare γ ; 4) unghiul principal şi secundar de atac $\varkappa$ şi $\varkappa_1$; 5) unghiul principal şi secundar de aşezare α şi α_1 ; 6) unghiul de înclinare a muchiei principale de tăiere λ ; 7) raza de la vîrf a cuţitului R ; 8) raza de bontire a tăişului R_b ; 9) gradul de rigiditate al ansamblului maşină-unealtă — piesă-sculă aşchietoare etc.

În cadrul cercetărilor de faţă s-a stabilit să se studieze în primul rînd influenţa exercitată de primii doi factori asupra forţelor de aşchiere, deoarece aria secţiunii transversale a aşchiei este caracterizată în mod nemijlocit de mărimea lăţimii b şi a grosimii h de aşchiere. Din această cauză, primii doi factori constituie elementele de bază ale tuturor relaţiilor existente pripind calculul forţelor de aşchiere.

Ceilalţi factori joacă oarecum un rol secundar în procesul de stabilire a relaţiilor analitice pentru calculul forţelor de aşchiere, efectul unora dintre ei putînd fi neplijat.

Influenţa exercitată de ei asupra forţelor de aşchiere se exprimă cu ajutorul coeficienţilor de corecţie stabiliţi pe cale experimentală şi puşi în relaţiile de calcul sub forma unui produs de factori.

Descrierea rezultatelor obţinute pe cale experimentală, privind influenţa exercitată de primii doi factori menţionaţi asupra forţelor de aşchiere, este prezentată în continuare după cum urmează :

Din literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [6] rezultă că majoritatea cercetătorilor care s-au ocupat cu studiul forţei principale de aşchiere F_z, sînt de părere că aceasta creşte proporţional în raport cu lăţimea de aşchiere b.

Cu alte cuvinte, atunci cînd lăţimea aşchiei $b=0$, rezultă că şi forţa principală de aşchiere $F_z = 0$.

Cît priveşte însă variaţia forţei de avans F_x şi de respingere F_y în raport cu lăţimea aşchiei b, literatura de specialitate nu dă indicaţii suficient de clare, deoarece această problemă nu este îndeajuns studiată.

Diagramele prezentate în figurile 3 a, b, c şi 4 a, b, c reprezintă rezultatele experimentale puse sub formă grafică, în vederea stabilirii interdependenţei dintre forţele F_x, F_y, F_z şi lăţimea b de aşchiere. Interpretarea acestor rezultate cu luarea în considerare a influenţei diferiţilor factori, ca raza de bontire a tăişului R_b şi raza de la vîrf a cuţitului R, va duce la obţinerea unor rezultate deosebit de importante pentru forţele de aşchiere.

Din diagramele prezentate rezultă că în domeniul prelucrărilor mecanice cu lăţimi mici de aşchiere $b = 0{,}8\ldots\ 1$ mm şi avansul $s = 0{,}11\ldots0{,}31$ mm/rot, datorită efectului combinat dat de raza de ascuţire a tăişului R_b şi de raza de la vîrf R a cuţitului forţele de aşchiere variază în raport cu lăţimea aşchiei după o curbă (definită de o funcţie exponenţială) care intersectează axele de coordonare în origine.

Creşterea forţelor de aşchiere în acest domeniu după o curbă exponenţială, şi nu după o dreaptă aşa cum era de aşteptat, se datoreşte faptului că în asemenea condiţii raza de vîrf a cuţitului provoacă aşchiei un grad foarte ridicat de deformare, însoţită în acelaşi timp de tasarea puternică a suprafeţei de aşchiere, ca urmare a formării razei de bontire a tăişului cuţitului.

Aceste rezultate dobîndite pe cale experimentală confirmă ipotezele cu privire la forţele de aşchiere în cazul prelucrărilor mecanice de finisare, emise de Weber [7], Duca [8] şi Enache [9].

În domeniul unei lăţimi de aşchie cuprinsă între 1 şi 4 mm, adică $1 \leqslant b \leqslant 4$ mm, datorită scăderii continue a influenţei razei de bontire a tăişului şi a razei de la vîrful cuţitului asupra forţelor de aşchiere, acestea cresc proporţional atunci cînd lăţimea aşchiei b creşte.

Dacă prelucrarea mecanică are loc în condiţiile folosirii unor lăţimi mari de aşchie $b > 4$ mm, experienţele arată (fig. 3 a, b, c şi 4 a, b, c) că forţele de aşchiere nu mai cresc proporţional cu lăţimea aşchiei b, ci ele se situează tot mai mult sub dreapta care marchează creşterea lor proporţională din domeniul lăţimii de aşchie $1 \leqslant b \leqslant 4$ mm. Scăderea mărimii forţelor de aşchiere în asemenea condiţii se datoreşte reducerii continue a influenţei exercitate de raza de la vîrf a cuţitului asupra lor.

În scopul formulării unor relaţii simple de calcul pentru forţele de aşchiere se va considera că ele cresc totuşi proporţional în raport cu lăţimea de aşchiere b, făcîndu-se abstracţie de descrierea făcută. Această aproximare nu introduce o eroare prea mare în formulele de calcul şi permite, cu ajutorul diagramelor din figura 3 a, b, c şi 4 a, b, c, să se scrie relaţia :

$$F_x;\ F_y;\ F_z = f(b). \qquad (1)$$

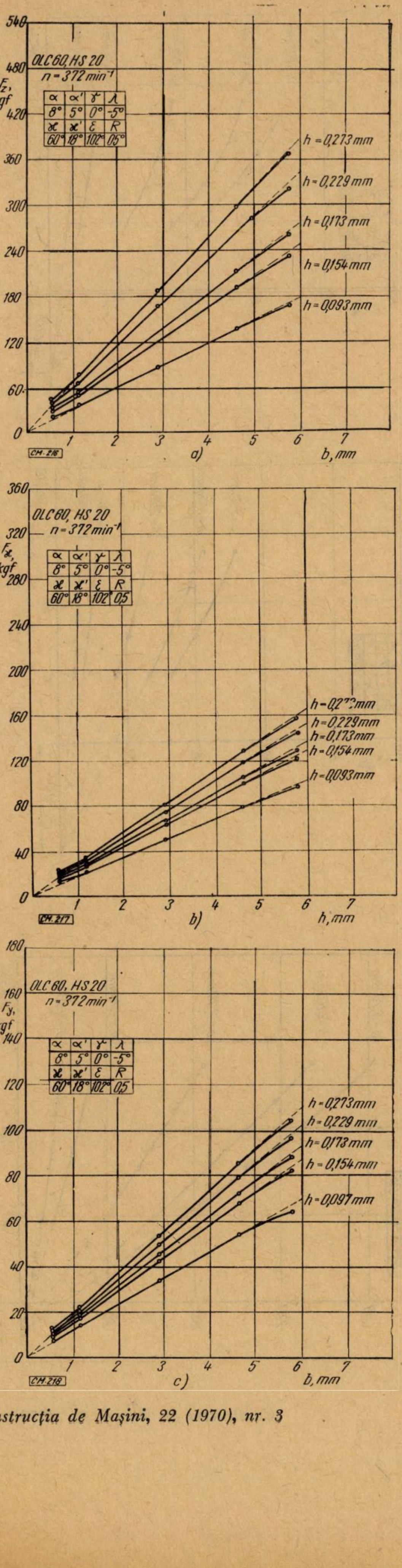
În concordanţă deplină cu diagramele prezentate, relaţia (1) arată că atît forţa principală de aşchiere F_z, cît şi cele de avans F_x şi respingere F_y, aparţin aceleiaşi legi de variaţie în funcţie de lăţimea aşchiei b.

Stabilirea interdependenţei dintre forţa principală de aşchiere F_z şi grosimea de aşchiere h a preocupat cel mai mult pe cercetători.

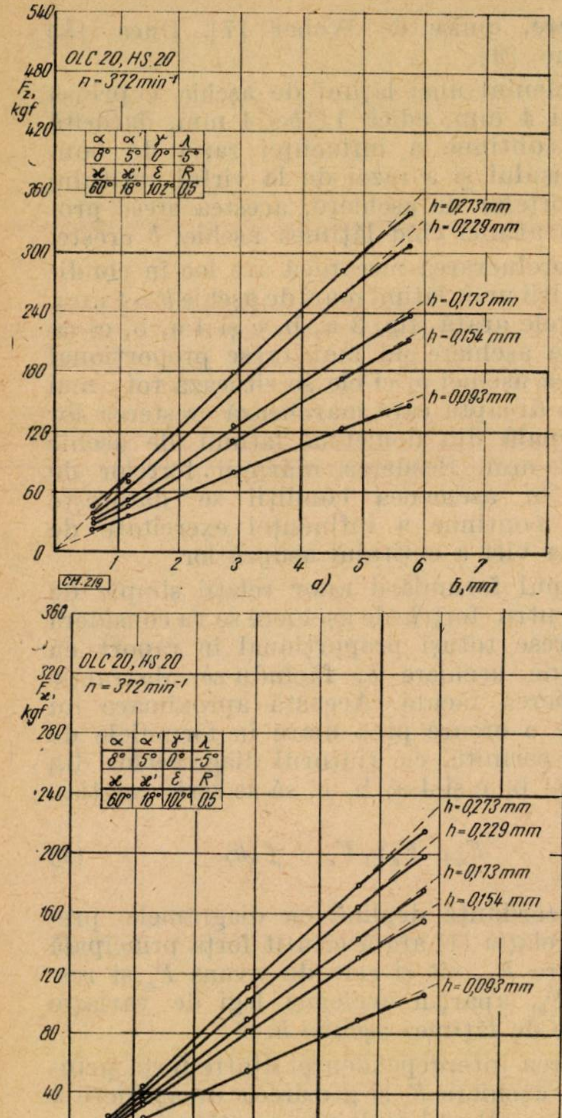
Cît priveşte forţa de avans F_x, de respingere F_y şi grosimea de aşchiere h, literatura de specialitate prezintă date insuficient de precise. Acest lucru se datoreşte faptului că problema stabilirii unei legături directe între aceste forţe de aşchiere şi grosimea aşchiei a fost mai puţin cercetată.

Cercetările cu privire la stabilirea interdependenţei dintre forţele de aşchiere şi grosimea aşchiei aduc elemente noi care vor contribui la lămurirea fenomenelor legate de procesul formării aşchiei şi la elaborarea unor relaţii mai perfecţionate cu privire la calculul fiecărei forţe de aşchiere în parte.

Interpretarea rezultatelor experimentale, prezentate cu ajutorul diagramelor din figurile 5 a, b, c şi 6 a, b, c, permite stabilirea unor concluzii.



←Fig. 3


OLC 20, HS 20
n - 372 min⁻¹
α α' γ λ
8° 5° 0° -5°
æ æ' ε R
60° 16° 102° 0,5
F_z, kgf
h=0,273 mm
h=0,229 mm
h=0,173 mm
h=0,154 mm
h=0,093 mm
b, mm
CM.219
a)
OLC 20, HS 20
n = 372 min⁻¹
F_x, kgf
h=0,273 mm
h=0,229 mm
h=0,173 mm
h=0,154 mm
h=0,093 mm
b, mm
CM 220
b)
OLC 20, HS 20
n = 372 min⁻¹
α α' γ λ
8° 5° 0° 5°
æ æ' ε R
60° 18° 102° 0,5
F_y, kgf
h=0,273 mm
h=0,229 mm
h=0,173 mm
h=0,154 mm
h=0,093
h, mm
CM 221
c)

← Fig. 4

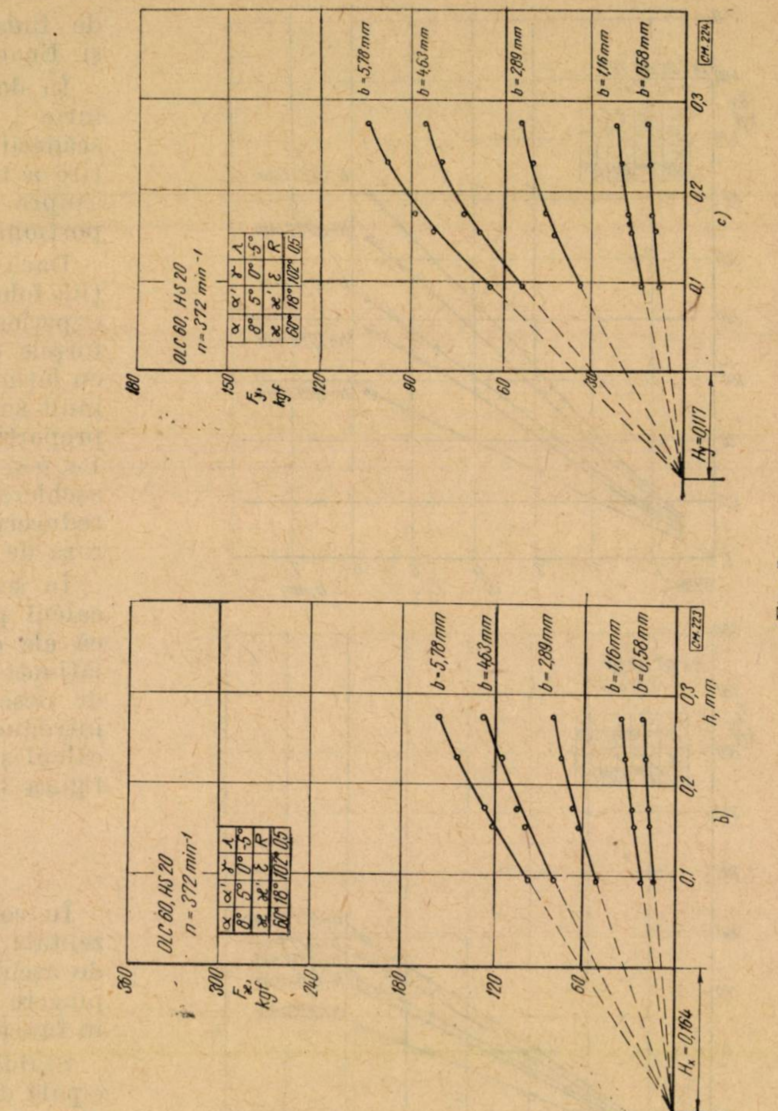

OLC 60, HS 20
n = 372 min⁻¹
α α' γ λ
8° 5° 0° -5°
æ æ' ε R
60° 18° 102° 0,5
F_y, kgf
b=5,78 mm
b=4,63 mm
b=2,89 mm
b=1,16 mm
b=0,58 mm
H_y=0,117
CM 224
c)
OLC 60, HS 20
n = 372 min⁻¹
F_x, kgf
b=5,78 mm
b=4,63 mm
b=2,89 mm
b=1,16 mm
b=0,58 mm
h, mm
H_x=0,164
CM 223
b)
OLC 60, HS 20
n = 372 min⁻¹
F_z, kgf
b=5,78 mm
b=4,63 mm
b=2,30 mm
b=1,16 mm
b=0,58 mm
h, mm
H_z=0,033
CM 222
a)

Fig. 5

Astfel, rezultă că forţele de aşchiere F_x, F_y şi F_z cresc exponenţial în raport cu grosimea de aşchiere h, iar curbele care reprezintă această creştere nu trec prin originea axelor de coordonare ci intersectează axa absciselor la distanţa H faţă de origine.

Faptul că curbele care reprezintă variaţia forţelor de aşchiere în raport cu grosimea aşchiei nu trec prin originea axelor de coordonate se datoreşte formării inevitabile a razei de bontire a tăişului cuţitului în timpul aşchierii.

Experienţele au arătat că, în domeniul aşchierii cu grosimi mici de aşchie $h \leqslant 0{,}3$ mm, procesul de aşchiere este însoţit de apariţia unor deformaţii mari atît în aşchie, cît şi în stratul superficial al suprafeţei de aşchiere, ca urmare a apariţiei fenomenului de tasare provocat de raza de bontire a tăişului.

Creşterea forţelor de aşchiere după o curbă exponenţială în raport cu grosimea aşchiei este determinată de variaţia vitezei de deformare a aşchiei de-a lungul muchiei de tăiere a cuţitului.

Reprezentarea grafică a rezultatelor experimentale pune în evidenţă faptul că atît forţa principală de aşchiere F_z, cît şi forţele de avans F_x şi respringere F_y, variază după aceeaşi lege şi în raport cu grosimea de aşchiere h.

Pe baza diagramelor prezentate (5 a, b, c şi 6 a, b, c) şi a modului de interpretare descris, se poate formula relaţia (1) după cum urmează:

$$F_x;\ F_y;\ F_z = F(H,\ h^m). \quad (2)$$

În această relaţie, H reprezintă distanţa de la originea axelor de coordonate pînă la punctul de intersecţie a curbelor cu axa absciselor şi este indicată pe figurile respective.

Relaţia (2) reprezintă, sub formă analitică, expresia concentrată a celor două idei diferite referitoare la legea de variaţie a forţelor de aşchiere în raport cu grosimea aşchiei h şi

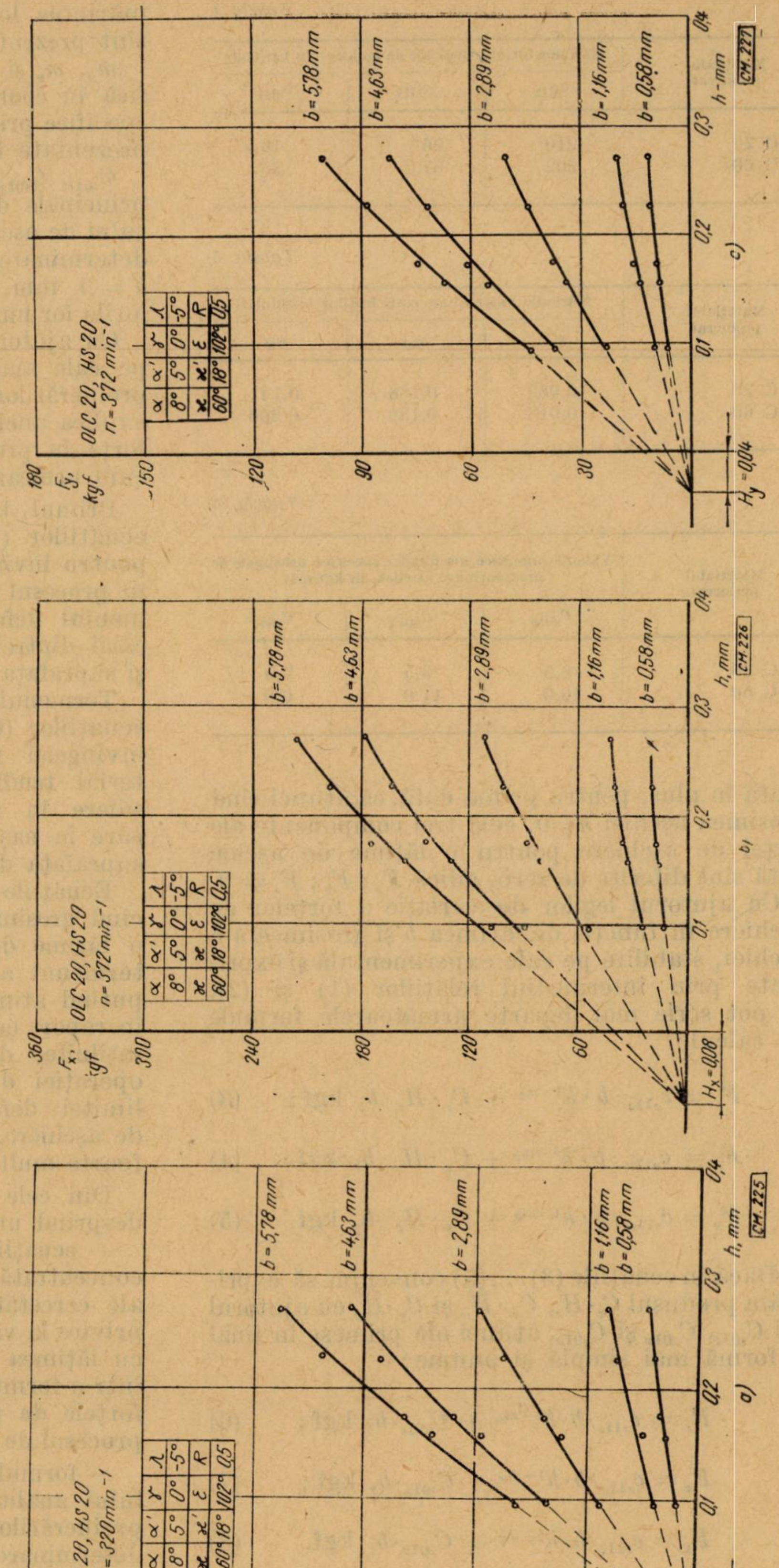


Fig. 6

Tabela 4

Materialul prelucrat	Mărimea forței principale de așchiere, in kgf/mm²		
	c_{s11z}	c_{s11x}	c_{s11y}
OLC 20	210	96	46,5
OLC 60	202	67,5	35

Tabela 5

Materialul prelucrat	Mărimile valorice ale coeficienților unghiulari		
	m_z	m_x	m_y
OLC 20	0,082	0,188	0,141
OLC 60	0,018	0,130	0,206

Tabela 6

Materialul prelucrat	Valorile numerice ale forțelor specifice principale de predeformare elastică, in kgf/mm		
	C_{s01z}	C_{s01x}	C_{s01y}
OLC 20	6,5	8,5	2,5
OLC 60	10,0	11,0	6,0

arată în plus, pentru prima dată, că atunci cînd grosimea așchiei $h=0$, cele trei componente ale forței de așchiere pentru o lățime de așchie dată sînt diferite de zero, adică F_x; F_y; $F_z \neq 0$.

Cu ajutorul legilor de variație a forțelor de așchiere în funcție de lățimea b și grosimea h a așchiei, stabilite pe cale experimentală și exprimate prin intermediul relațiilor (1) și (2), se pot scrie mai departe următoarele formule de calcul:

$$F_z = c_{s11_z} \cdot b \cdot h^{1-m_z} + C_z \cdot H_z \cdot b, \text{ kgf}; \qquad (3)$$

$$F_x = c_{s11_x} \cdot b \cdot h^{1-m_x} + C_x \cdot H_x \cdot b, \text{ kgf}; \qquad (4)$$

$$F_y = c_{s11_y} \cdot b \cdot h^{1-m_y} + C_y \cdot H_y \cdot b, \text{ kgf}. \qquad (5)$$

Dacă în ecuațiile (3)...(5) convenim să exprimăm produsul $C_z \cdot H_z$, $C_x \cdot H_x$ și $C_y \cdot H_y$ cu ajutorul lui C_{s01_z}, C_{s01_x} și C_{s01_y}, atunci ele primesc în final o formă mai simplă și anume:

$$F_z = c_{s11_z} \cdot b \cdot h^{1-m_z} + C_{z01_z} \cdot b, \text{ kgf}; \qquad (6)$$

$$F_x = c_{s11_x} \cdot b \cdot h^{1-m_x} + C_{s01_x} \cdot b, \text{ kgf}; \qquad (7)$$

$$F_y = c_{s11_y} \cdot b \cdot h^{1-m_y} + C_{s01_y} \cdot b. \text{ kgf}. \qquad (8)$$

c_{s11_z}, c_{s11_z} și c_{s11_y} reprezintă forța specifică principală de așchiere corespunzătoare fiecărei forțe în parte, determinate în condițiile unei lățimi b și grosimi h de așchiere egale cu 1 mm, iar mărimile lor stabilite pe cale experimentală sînt prezentate în tabela 4.

m_x, m_y și m_z rezultă din reprezentarea grafică în coordonate logaritmice a fiecărei forțe specifice principale luată separat și au mărimile prezentate în tabela 5.

C_{s01_z}, C_{s01_x} și C_{s01_y} reprezintă forțele specifice principale de predeformare elastică a elementului de așchie după direcția forțelor F_z, F_x, F_y, determinate în condițiile unei lățimi de așchie $b = 1$ mm, atunci cînd grosimea $h = 0$; valorile lor numerice sînt date în tabela 6.

Cu ajutorul ecuațiilor (6)...(8) se determină pe cale analitică forțele de așchiere în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire și se pot explica unele fenomene privind variația acestor forțe în procesul de formare a așchiei, după cum urmează:

Primul termen din membrul al doilea al ecuațiilor (6)...(8) reprezintă forța necesară pentru învingerea rezistenței opuse de material în procesul formării așchiei care are loc în domeniul deformărilor plastico-elastice și a frecării dintre suprafața de degajare a cuțitului și suprafața de alunecare a așchiei.

Termenul al doilea din membrul doi al ecuațiilor (6)... (8) reprezintă forța necesară învingerii rezistenței elastice opuse de material tendinței de pătrundere a muchiei de tăiere în stratul de prelucrat și a frecării care ia naștere de-a lungul contactului dintre suprafața de așezare și suprafața de așchiere.

Ecuațiile determinate ne arată că atunci cînd grosimea așchiei tinde către zero, pentru o lățime de așchie dată menținută constant, termenul al doilea din membrul doi crește, putînd atinge valori numerice chiar mai mari în raport cu primul. Asemenea situații pot fi întîlnite, de obicei, în momentul începerii operației de așchiere cînd, pentru depășirea limitei deformațiilor elastice a elementului de așchiere, forțele de așchiere F_x, F_y, F_z cresc foarte mult.

Din cele prezentate în articolul de față se desprind următoarele concluzii:

— ecuațiile stabilite exprimă într-o formă concentrată ipotezele lui Svorchin, Richter, ale cercetătorilor sovietici, Kienzle și alții, cu privire la variația forțelor de așchiere în raport cu lățimea și grosimea de așchiere, prezentate într-o formulă mai completă și pun în evidență forțele de predeformare elastică care însoțesc procesul de așchiere [7], [9], [10], [11];

— formulele prezentate sînt destinate calculului analitic al forțelor de așchiere în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire și permit determinarea fiecărei componente în parte cu un grad de exactitate de circa 10—15% mai mare față de formulele existente în literatura de specialitate.

În vederea obținerii mărimilor definitive ale forțelor de așchiere cu ajutorul acestor formule, este necesar ca ele să fie multiplicate cu coeficienţii de corecţie k reprezentînd influenţa diferiţilor factori amintiţi.

Ecuaţiile de faţă contribuie la îmbogăţirea formulelor de calcul privind forţele de aşchiere şi constituie un mijloc expeditiv şi precis pus la dispoziţia proiectanţilor şi inginerilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krenenberg.* Grundzüge der Zerspanungslehre, Vol. 1. Springer-Verlag, Berlin, 1954.

[2] *Richter, A.* Die Zerspanungskräfte beim Drehen im Bereiche des Flissspanes. In : Wissenschaftliche Zeitschrift der Technische Hochschule, Dresden 2, (1952/53) H. 4/5.

[3] *Bertheld H.* Das Messen der Schnittkräfte beim Drehen. Habilitationsschrift bei der Fakultät für Maschinenwesen der Techn. Hochschule Dresden, 1957.

[4] *Meyer, P. K.* Der Einfluss der Bearbeitungsbedingungen auf die Vorschub-und Rückkräfte beim Drehen. In : Industrie Anzeiger 86 Ia., Nr. 31 din 17.04.1964.

[5] *Dumitraş, C.* Consideraţii asupra unor formule pentru determinarea pe cale analitică a forţelor de aşchiere. In : Construcţia de maşini, nr. 2, 1970.

[6] *Zvorikin, K. A.* Rabota i usilie, neobhedimie dlia otdelenia metalliceskih strujek. Russkie ucenie-osnovopolojniki nauki o rezanii metallov. MASGHIZ 1952.

[7] *Weber, H.* Mechanik des Spanbildungsverganges. Habilitationsschrift T. H. Dresden, 1968.

[8] *Duca, Z.* Aşchierea metalelor, Vol. 1. Bucureşti, 1957.

[9] *Enache, S.* Calitatea suprafeţelor prelucrate. Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

[10] *Dumitraş, C.* Vergleich zwischen den auftretenden Schnittkräfte beim Drehen und Stirnfräzen. Dissertation T. H. Karl-Marx-Stadt. 1968.

[11] *Opitz, H.* Die Zerspanungsforschung als Beitrag zur wirtschaftlichen Fertigung. In : C.I.R.P. ANNALEN, Vol. XII, Heft 1.

CZ 621.882.518.3

Calculul cu ajutorul nomogramelor al şuruburilor de mişcare şi forţă

Ing. Iosif FEIMER – Institutul politehnic-Timişoara
Ing. Lucian MĂDĂRAS – Institutul politehnic – Timişoara
Dumitru CĂLĂRĂŞANU – Institutul politehnic – Timişoara
Alexandru BARTHA – Institutul politehnic – Timişoara

În construcţia de maşini, mecanismul şurub-piuliţă se foloseşte, fie la transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie, fie pentru multiplicarea de forţă. În concordanţă cu scopul urmărit, şuruburile folosite în aceste mecanisme se denumesc şuruburi de mişcare, respectiv şuruburi de forţă. Mecanismele cu şurub au o utilizare largă, datorită avantajelor pe care le prezintă, dintre care menţionăm : simplitate constructivă, gabarit redus, precizie ridicată şi funcţionare lină.

Principalul dezavantaj al cuplei şurub-piuliţă îl constituie pierderile mari prin frecare, din care cauză randamentele sînt mici, au loc uzuri pronunţate şi vitezele relative nu pot depăşi anumite limite.

Domeniile caracteristice de utilizare a acestor mecanisme sînt [13] : la maşinile de ridicat (vinciuri), la maşinile de încercat materiale, la prese etc., pentru şuruburile de forţă; la realizarea mişcărilor de avans pe maşini-unelte, a deplasărilor precise de divizare, reglare etc., pentru şuruburile de mişcare.

Filetele acestor şuruburi utilizează profilele : pătrat, trapezoidal sau ferăstrău. Alegerea unui profil sau a altuia se face în concordanţă cu recomandările din lucrările de specialitate [3], [8], [9], [13], depinzînd de direcţia şi caracterul forţei, de condiţiile de exploatare, de posibilităţile de execuţie tehnologică etc.

Ţinînd seamă de frecările mari ce au loc, materialele folosite, pe lîngă condiţia de rezistenţă, trebuie să mai aibă o bună comportare la uzură şi un coeficient de frecare redus. În acest scop, pentru şuruburi se folosesc [9] oţeluri cu duritate relativ ridicată şi proprietăţi bune de prelucrare, cum sînt : oţelurile carbon obişnuite (OL 42...OL 60, STAS 500–63), sau oţelurile carbon (OLC 30...OLC 45, STAS 880–66), iar pentru piuliţe, diferite calităţi de bronzuri sau, la sarcini mici, fontă de antifricţiune.

Consideraţii teoretice

La calculul de dimensionare al cuplelor şurub-piuliţă se folosesc, în prezent, două metode principial distincte. După o primă metodă [5], [7], [9]–[11], se determină dintr-un calcul clasic de compresiune sau întindere diametrul d_1 al cilindrului fundului filetului şurubului folosind relaţia :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi \sigma_a}}, \text{ mm,} \qquad (1)$$

în care

F este forţa axială din şurub, în N;
σ_a — efortul unitar admisibil, în N/mm^2;
β — un coeficient care ţine seamă de solicitarea de răsucire din şurub.

Pentru coeficientul β se recomandă [5], [9], [11], în funcţie de modul de rezemare a şurubului şi de destinaţia acestuia, valori cuprinse între limitele :

$$\beta = 1{,}2, \ldots 1{,}5.$$

Efortul unitar admisibil se calculează din limita de curgere a materialului şurubului :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{c}, \qquad (2)$$

unde c este coeficientul de siguranţă pentru care se admit valorile [5], [7], [9], [11], adică $c \approx 3\ldots5$, uneori chiar mai mult.

Cu valoarea găsită pentru d_1 se caută în standardele de dimensiuni un filet corespunzător.

Pentru a afla înălţimea piuliţei se determină numărul de spire z ale acesteia cu relaţia :

$$z = \frac{4F}{\pi k_m (d^2 - d_1^2)\, q_a}, \qquad (3)$$

în care :

d, d_1 sînt diametrele vîrfului respectiv fundului filetului, în mm;

q_a — presiunea admisibilă de contact pe flancurile filetului, în N/mm^2;

k_m — coeficient ce ţine seamă de neuniformitatea repartiţiei sarcinii pe spirele filetului. În majoritatea cazurilor k_m se admite egal cu unitatea. În [8] $k_m = 5\frac{p}{d}$.

Presiunea admisibilă de contact depinde de cuplul de materiale ales pentru şurub şi piuliţă, de tratamentul termic al acestora, de felul lubrifiantului şi condiţiile de ungere, de destinaţia şurubului şi de durabilitatea pe care dorim să o obţinem. În funcţie de aceşti factori, valorile recomandate pentru presiunea de contact sînt cuprinse între limitele [3], [5], [7], [8], [11] :

$$q_a \approx 3\ldots20 \ \text{N/mm}^2.$$

Numărul maxim de spire al piuliţei se limitează la :

$$z \leqslant 10\ldots12,$$

ţinînd seamă de neuniformitatea repartiţiei sarcinii pe spire.

După cea de-a doua metodă, calculul se face în funcţie de cauza principală care provoacă ieşirea din uz a cuplei şurub-piuliţă. Considerînd drept cauză principală de ieşire din uz uzura flancurilor filetului, se determină, prin calcul direct, dimensiunile filetului, folosind :

— fie relaţia (3) sub forma :

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi k_m z \left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right] q_a}}; \qquad (3')$$

— fie [8] relaţia (4) :

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_m \, \psi_t \, q_a}}, \qquad (4)$$

în care :

d_2 este diametrul mediu al filetului, în mm;

$\psi_m = \frac{m}{d_2}$ — coeficientul de înălţime al piuliţei (m fiind înălţimea piuliţei);

$\psi_t = \frac{H_1}{p}$ — coeficientul de înălţime al filetului (H_1 — înălţimea activă a filetului, p — pasul filetului);

— fie [11] relaţia (5), care este o variantă a relaţiei (4), valabilă însă numai pentru filetul pătrat şi trapezoidal, deoarece se consideră aici $\psi_t = 0{,}5$:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2F}{\pi \, \psi_m \, q_a}}. \qquad (5)$$

Valorile obţinute pentru d sau d_2 se rotunjesc în concordanţă cu standardele în vigoare şi calculul de dimensionare se consideră terminat.

După dimensionarea cu una dintre metodele indicate, se fac verificările corespunzătoare. Pentru şurub : verificarea la solicitarea compusă de compresiune (întindere, eventual încovoiere) şi torsiune şi verificarea la flambaj. Pentru filet : verificarea spirei la forfecare şi încovoiere.

Relaţiile (3)...(5) sînt scrise în ipoteza că :

— sarcina exterioară F lucrează în axa şurubului şi pe direcţia acestuia;

— sarcina care acţionează pe o spiră este uniform repartizată pe suprafaţa flancului.

În relaţiile (4) şi (5) se mai admite că sarcina este uniform repartizată pe cele z spire ale piuliţei.

Calculul după prima metodă este un calcul convenţional deoarece diametrul d_1 nu se calculează în funcţie de cauza de ieşire din uz a cuplei şurub-piuliţă. Acest lucru rezultă clar din modul cum se determină efortul unitar admisibil σ_a. Admiterea unui coeficient de siguranţă faţă de limita de curgere atît de mare ($c = 3\ldots5$) apare nejustificată dacă se ţine seamă de faptul că în majoritatea cazurilor şuruburile de mişcare şi forţă sînt supuse unor sarcini care pot fi considerate cvasistatice. Efortul unitar admisibil se ia atît de mic, nu pentru că şurubul nu ar rezista la mai mult, ci pentru a se ţine seamă de faptul că sarcina admisibilă pe filet din condiţia de durabilitate la uzură nu admite tensiuni normale σ mai mari. Această metodă de calcul a apărut prin analogie cu calculul șuruburilor de fixare și se mai menține din dorința ca, formal, calculul tuturor șuruburilor să se facă cu o aceeași relație.

În calculul după cea de-a doua metodă se aplică un raționament general valabil la dimensionarea organelor de mașini. Se analizează principalele cauze care pot duce la scoaterea din uz a organului respectiv și se aplică relația de calcul prin care să se asigure o durabilitate corespunzătoare. În particular, pentru cazul șuruburilor de mișcare și forță majoritatea autorilor lucrărilor consultate au ajuns la concluzia că durabilitatea este limitată de uzura flancurilor filetului, astfel că relațiile de calcul vor trebui să reflecte acest fenomen. În relațiile (3)—(5) se ține seamă de acest fapt prin admiterea unor valori corespunzătoare ale presiunii admisibile de contact.

Deoarece un filet este caracterizat de două mărimi geometrice distincte, relația de dimensionare la contact conține două necunoscute. Neavînd la dispoziție decît o singură relație, calculul trebuie făcut prin aproximări succesive. Pentru ușurarea calculului s-a eliminat una dintre necunoscute prin introducerea parametrilor adimensionali de natură geometrică d_1/d, ψ_m sau ψ_t. Cum însă acești parametri nu au o valoare constantă la același tip de filet, rapiditatea calculului depinde de iscusința proiectantului.

Nomogramele de calcul

Pentru a elibera, dacă nu total, cel puțin parțial operativitatea calculului de dimensionare de acest factor subiectiv, lucrarea și-a propus punerea la îndemîna proiectanților a unor nomograme care, reflectînd calculele reprezentate de relațiile (3)—(5), să permită alegerea rapidă a filetului pentru cupla șurub-piuliță.

În acest sens s-au întocmit nomogramele din figurile 1—3 corespunzînd filetelor cu profil pătrat: STAS 3125—52, 3126—52 și 3202—52; trapezoidal: STAS 2113—66, 7528—66 și 7529—66 și ferăstrău: STAS 1090—66, 2165—66 și 2166—66. Nomogramele sînt trasate pentru intervalul de diametre nominale cuprins între 20 și 100 mm, corespunzînd unor forțe axiale din șurub, de 3—300 kN.

Fiecare nomogramă este constituită din patru cadrane. Pentru dimensionare sînt necesare primele trei cadrane. Forța axială pentru care se dimensionează șurubul este trecută pe abscisa cadranului 1 avînd scară logaritmică. În cadranul 1 este trasată familia de linii cotate reprezentînd presiunea admisibilă de contact q_a în N/mm². În cadranul 2 este trasată familia de linii cotate reprezentînd numărul de spire z admis la piuliță. În cadranul 3 este trasată familia de linii cotate reprezentînd pașii filetelor standardizate. Se observă că, pentru fiecare diametru nominal

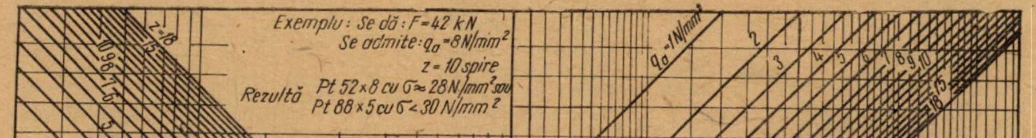


Fig. 1. Nomogramă pentru calculul filetului pătrat.

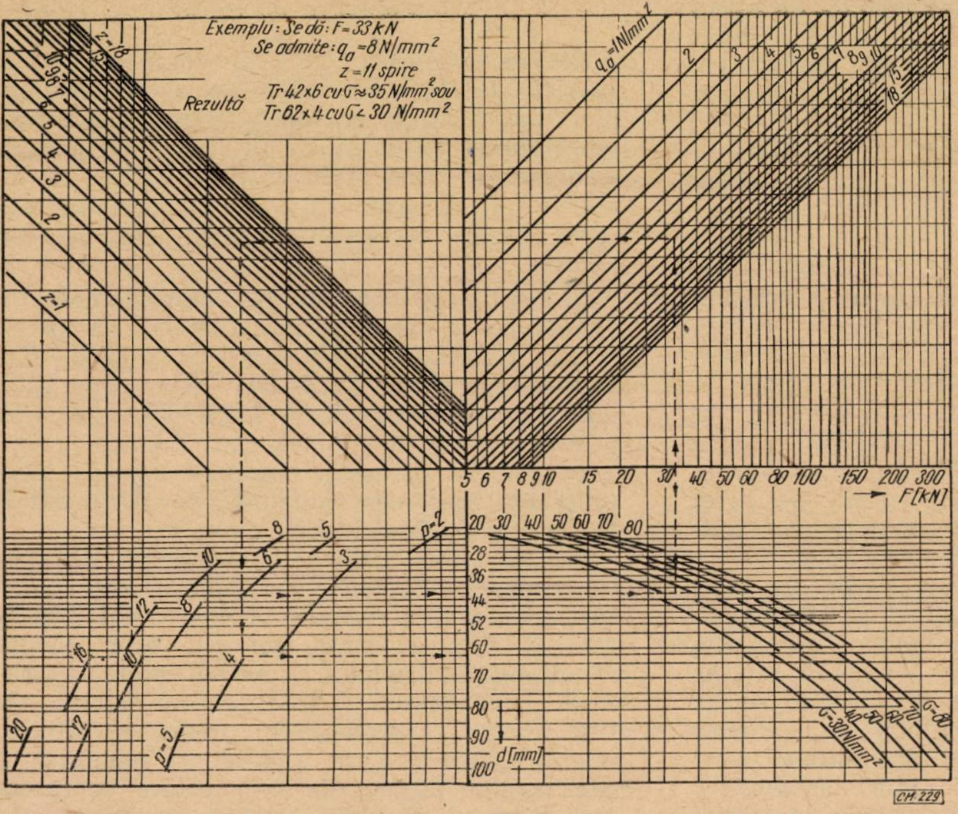


Fig. 2. Nomogramă pentru calculul filetului trapezoidal.

standardizat, notat pe ordonata cu scară liniară a cadranului 3, corespund trei paşi distincţi reprezentînd filetul cu pas fin, normal şi mare. La dimensionare se porneşte din punctul de pe abscisa cadranului 1, a cărei valoare corespunde cu forţa axială din şurub. Se

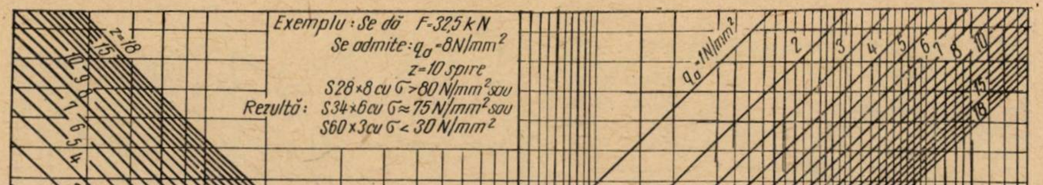


Fig. 3. Nomogramă pentru calculul filetului ferăstrău.

urmează un traseu asemănător cu cel trasat spre exemplificare cu linie întreruptă şi marcat cu săgeţi. Traseul se frînge în dreptul liniilor reprezentînd presiunea de contact, respectiv numărul de spire considerate ca admisibile la dimensionare. În cadranul 3, dreapta poate întîlni în general două linii corespunzînd la doi paşi diferiţi. Înseamnă că problema are două soluţii : un filet cu diametru mai mare şi pas mai mic, sau un filet cu diametru mai mic şi pas mai mare. Se va alege soluţia mai convenabilă, în funcţie de condiţiile funcţionale care se pun. Dacă linia verticală a traseului nu întîlneşte în cadranul 3 nici o linie cotată, înseamnă că la valoarea aleasă pentru q_a şi z nu există o soluţie cu un filet standardizat. În acest caz, se modifică puţin numărul de spire admis pînă la cea mai apropiată linie cotată din cadranul 3. Avînd diametrul nominal şi pasul filetului, dimensionarea se poate considera terminată urmînd să se facă verificările corespunzătoare pentru şurub şi pentru filet.

În cadranul 4 sînt trasate curbele cotate de tensiune normală egală în tija şurubului pentru filetele cu pas normal. Cu acestea se poate aprecia, fără să se facă un calcul de verificare, mărimea tensiunii normale de întindere sau compresiune ce apare în şurub.

Concluzii

Nomogramele prezentate permit dimensionarea rapidă fără tatonări şi calcule prin aproximări succesive ale cuplei şurub-piuliţă.

Avînd un domeniu larg de presiuni admisibile, ele au o valabilitate generală pentru orice împerechere de materiale.

Sînt intuitive şi comod de întrebuinţat. Ele nu scutesc pe proiectant de calculele de verificare şi sînt aplicabile numai pentru filetele standardizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bach, C.* Die Maschinen-Elemente. Leipzig, Alfred Kröner Verlag, 1922.
[2] *Bal, L.* şi *Rado, Fr.* Lecţii de nomografie. Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
[3] *Dobrovolski, V. A., Zablonski, K.I., Mak, S.L., Radcic, A.S.* şi *Erlih, L. B.* Detali maşin. Maşghiz, 1962.
[4] *Horovitz, B.* Calculul cu nomograme al organelor de maşini. Bucureşti, I.D.T., 1956.
[5] *Horovitz, B., Andreescu, A., Gheorghiu, N.* şi *Nicola, P.* Calculul şi construcţia organelor de maşini. Pene. Şuruburi. Îmbinări prin strîngere. Timişoara. Litografia învăţămîntului, 1950.
[6] *Ivanov, N. N.* Detali maşin. Vîsşaia şcola, 1964.
[7] *Manea, Gh., Săveanu, L., Buzdugan, Gh., Chişu, A.* Organe de maşini, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
[8] *Minoiu, I.* şi *Tatu, N.* Organe de maşini, vol. I. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.
[9] *Mustafa, M. R.* şi *Lazăr, C.* Asamblări filetate şi prin strîngere. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.
[10] *Niemann, G.* Maschinenelemente. Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau. Berlin-Göttingen-Heidelberg, erster Band, Springer Verlag, 1958.
[11] *Pavlov, M.* Ia Detali maşin. Maşghiz. 1960.
[12] *Pencovski, M. V.* Nomografia. Bucureşti, Editura tehnică, 1952.
[13] *Reşetov, D. N.* Organe de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

CZ 621.822.9

Rulmenţi cu rezistenţă la rulare sporită

Ing. Traian GOGUŢĂ – Uzina Rulmentul – Braşov

În construcţiile de maşini, dimensionarea organelor funcţionale ale acestora se face pe baza solicitărilor la care ele sînt supuse în exploatare.

La utilizarea ca organe de maşini a rulmenţilor, dimensionarea lor este influenţată şi de faptul că au o durată de viaţă (ca număr de rotaţii) determinată de încărcarea lor.

Durata de viaţă a rulmenţilor este exprimată în funcţie de o cifră care apare în cataloagele de rulmenţi sub denumirea de capacitate de încărcare dinamică.

Din capacitatea de încărcare dinamică, ce creşte în raport direct cu dimensiunile rulmenţilor, se poate calcula numărul de rotaţii pe care rulmenţii le suportă la o sarcină anumită, pînă la apariţia efectelor de obosire pe suprafeţele de rulare.

Sub aspectul acestui calcul, rulmenţii unui agregat, chiar dacă funcţionează la solicitări identice cu ale altuia care are aceeaşi construcţie şi funcţie, vor trebui să fie mai larg dimensionat, dacă se prevede pentru el un interval mai mare între reviziile pentru înlocuirea rulmenţilor uzaţi.

Din cele arătate rezultă deosebita importanţă ce trebuie acordată mijloacelor care pot conduce la sporirea capacităţii de încărcare a rulmenţilor.

Analiza comportării rulmenţilor cu bile, în funcţionare pe agregate şi pe bancurile de probe, a dus la concluzia că atenţia deosebită trebuie dată inelului interior, deoarece în marea majoritate a cazurilor el este cauza scoaterii din uz a rulmenţilor, ca urmare a deteriorării căii de rulare.

Rezistenţa la rulare a căilor de contact depinde de un complex de factori de natură diferită, cum ar fi : materialul, calitatea, respectiv modul elaborării acestuia, procedeul de producere a semifabricatelor, calităţile mecanice obţinute după tratamentul termic de călire, precizia geometriei pieselor componente ale rulmentului, gradul de finisare a suprafeţelor căilor de rulare etc.

Din analiza factorilor determinanţi ai capacităţii de încărcare rezultă posibilităţile de influenţare a fiecăruia dintre ei, cu rezultate mai mult sau mai puţin eficace.

Din punct de vedere tehnico-economic este important ca rezultatele acţiunilor să fie proporţionale cu eforturile depuse şi dacă este posibil fără a influenţa defavorabil asupra costurilor de producţie.

Cu excepţia unei singure uzine de rulmenţi, care pentru rulmenţii cu role conice foloseşte oţel de cementare, toate celelalte fabrici folosesc oţelul aliat cu crom, de îmbunătăţire.

Pentru ameliorarea calităţii oţelului cu crom s-a recurs la purificarea lui prin topiri electrice repetate în mediu protector, sau la elaborarea în vid.

Semifabricatele inele se obţin prin deformare plastică la cald.

La călirea pieselor se iau măsuri care să prevină decarburarea suprafeţelor active, iar piesele tratate termic să prezinte durităţi optime, la rezistenţa corespunzătoare.

Maşinile moderne de prelucrare prin aşchiere pentru finisare realizează inele la toleranţe foarte restrînse, cu precizii optime ale geometriilor suprafeţelor prelucrate.

Pentru suprafeţele de rostogolire s-au creat o serie de maşini automate perfecţionate, care suprafinisează căile de rulare prin vibronetezire la rugozităţi minime.

Cu acestea s-ar părea că în prezent au fost epuizate posibilităţile de influenţare favorabilă a capacităţii de încărcare dinamică a rulmenţilor, prin metode cu aplicabilitate industrială.

În construcţiile de maşini se cunoaşte influenţa pe care o poate avea orientarea fibrajului oţelului în piesele care sînt solicitate asupra rezistenţei acestora.

În marea majoritate a cazurilor însă, producţia semifabricatelor inele de rulmenţi a fost soluţionată numai ca o problemă economică, considerent care se reflectă în modul cu totul diferit al distribuţiei fibrajului oţelului în cazurile celor trei variante de producţie a inelelor de rulmenţi cu largă răspîndire în industriile respective.

În figurile 1, 2 şi 3 sînt redate secţiuni, şlefuite şi atacate cu acid azotic prin inele ale căror semifabricate au fost obţinute prin forjare de refulare pe maşini de forjat orizontale, prin forjare în maşini automate moderne de extruziune şi prin retezare din ţeavă.

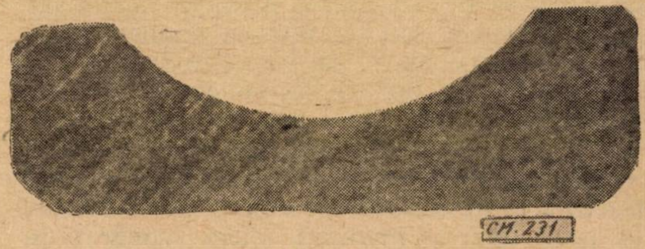


Fig. 1. Inel forjat prin refulare.

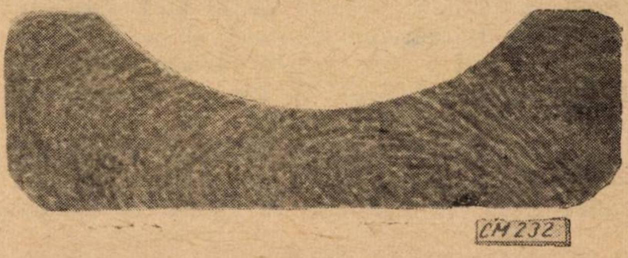


Fig. 2. Inel forjat prin extruziune.

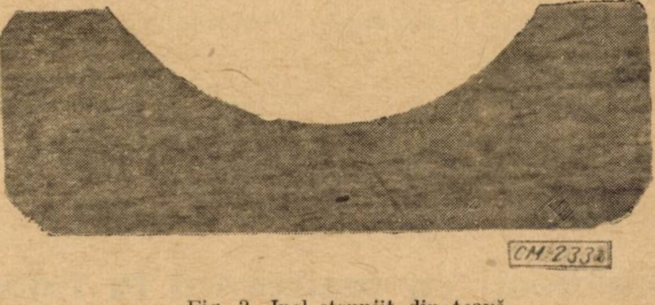


Fig. 3. Inel strunjit din ţeavă.

Pînă în prezent nu s-au depus eforturi deosebite pentru valorificarea avantajelor oferite de orientarea corectă a fibrajului oţelului în inelele de rulmenţi, deşi avantajul este cunoscut din modul în care se produce deteriorarea bilelor rulmenţilor în funcţionare. În cazurile, destul de rare, în care rulmentul este scos din funcţiune prin deteriorarea suprafeţei de rulare a bilei, se constată că exfolierea acesteia apare sistematic, într-un anumit loc, în raport cu fibrajul, aşa cum se poate vedea în figurile 4 şi 5.

Se pune problema găsirii unei metode de orientare convenabilă a fibrajului oțelului, în special la inelele interioare ale rulmenților cu bile. Această problemă a fost soluționată în Uzina Rulmentul din Brașov, prin cercetarea efectuată asupra unei propuneri a autorului care a dus la rezultatul arătat în figura 6.

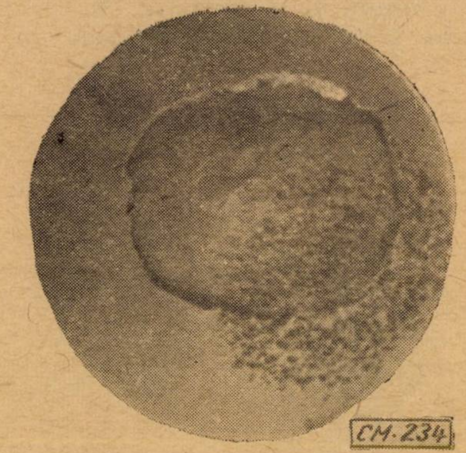


Fig. 4. Vedere a suprafeței bilei exfoliate.

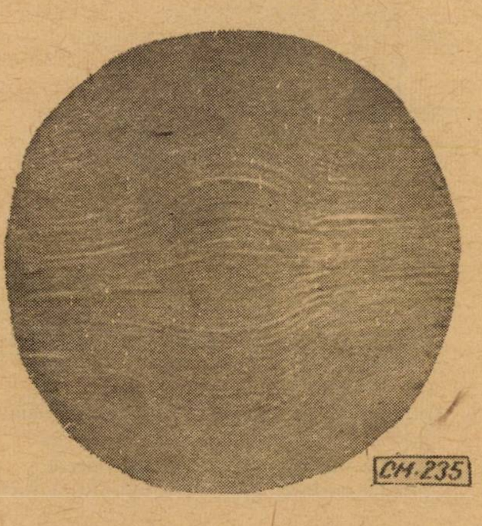


Fig. 5. Secțiune prin axa polilor unei bile.

Aceste inele, al căror fibraj este perfect orientat după conturul căii de rulare, se obțin prin presarea axială la rece a unei țevi cu diametrul interior egal cu diametrul interior al semifabricatului presat, cu diametrul exterior egal cu diametrul fundului căii de rulare, tăiată în prealabil la lungime corespunzătoare, așa cum se vede în figura 7.

Operația de presare s-a efectuat cu dispozitivul experimental reprezentat în figura 8.

Semifabricatele obținute sînt redate în figura 9.

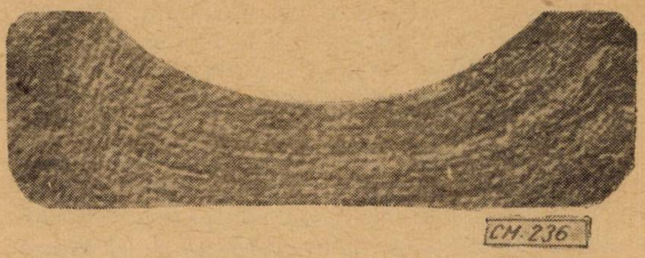


Fig. 6. Inel de rulment cu fibraj orientat.

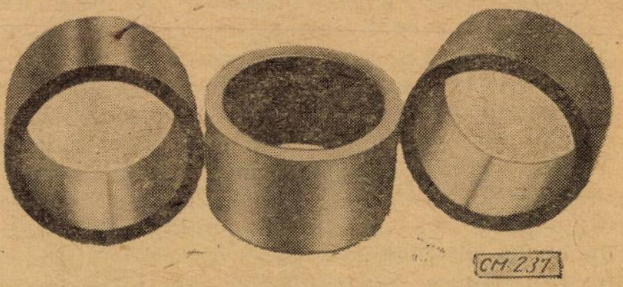


Fig. 7. Țeava folosită pentru presarea inelelor interioare, cu calea de rulare formată prin deformare plastică.

Din țeava dimensionată în modul arătat, s-a obținut inelul interior de rulment cu bile, folosind material mai puțin cu circa 40 % decît la forjarea aceluiași inel, din bară, pe mașină automată modernă.

Ca valoare, materialul folosit pentru presare la rece revine cu numai 20 % mai ieftin, țeava

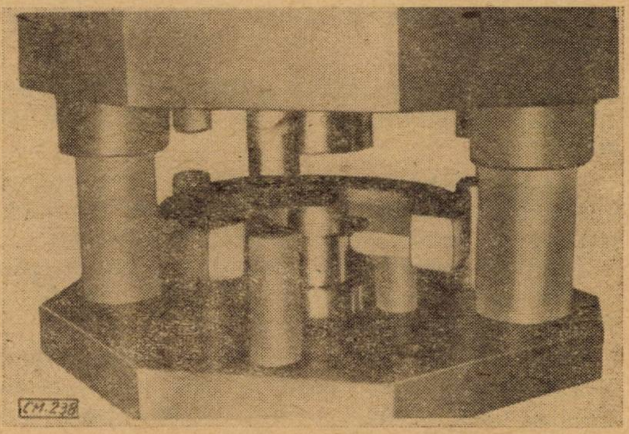


Fig. 8. Dispozitivul experimental pentru presarea inelelor interioare.

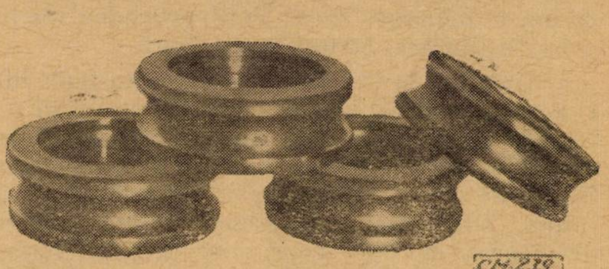


Fig. 9. Semifabricate presate la rece, din țeavă

fiind mai costisitoare decît bara, dar adaosurile de prelucrare ale inelului presat la rece sînt atît de mici, încît se obţine o reducere cu peste 50 % a manoperei de prelucrare pînă la operaţia de călire a piesei.

Rulmenţii montaţi cu inele interioare executate prin presare la rece au rezistat la bancurile de încercare mai mult, în comparaţie cu rulmenţii executaţi cu inele fabricate după procedeele clasice.

Pentru cunoaşterea detaliată a avantajelor pe care le oferă noua metodă de fabricaţie, din punctul de vedere al comportării rulmenţilor, se arată, în continuare, normativul după care se stabileşte capacitatea de încărcare dinamică a rulmenţilor, trecută în cataloagele respective de fiecare firmă producătoare de rulmenţi.

Din cauza împrăştierii mari a rezultatelor încercărilor la banc a rulmenţilor, s-a convenit a se lua în considerare, pentru capacitatea de încărcare dinamică ce se determină, durata de funcţionare minimă a 90 % din lotul de rulmenţi încercat, lotul fiind constituit din cel puţin 20 rulmenţi.

Capacitatea de încărcare dinamică se calculează după formula :

$$C = P\sqrt[3]{L}$$

în care :

C este capacitatea de încărcare dinamică ;
P — sarcina radială echivalentă ;
L — numărul de rotaţii, în milioane, pînă ce rulmentul încercat manifestă simptome de deteriorare.

Capacitatea dinamică reprezintă sarcina în kgf sub care rulmentul respectiv rezistă 1 000 000 rotaţii.

S-a cercetat rulmentul tip 6208. La rulmenţii 6208, în cataloagele SKF este indicată capacitatea de încărcare dinamică de 2280 kgf.

Încercarea acestui tip de rulment sub sarcina de 650 kgf la o turaţie de 2850 rot/min, dă ca durată de funcţionare 252 ore.

S-au executat probe la banc pentru două loturi de rulmenţi, unul produs prin metoda clasică, iar celălalt avînd inelele interioare fabricate după noul procedeu.

În figura 10 se dau primele rezultate obţinute comparativ, cu menţiunea că inelele interioare fabricate după noul procedeu au fost presate din ţevi strunjite din bară.

Un alt lot de 48 rulmenţi, ale căror inele interioare au fost presate din ţeavă executată prin tragere la rece, deci cu fibrajul ameliorat prin coroiajul produs la tragerea ţevii, s-a încercat, fără a se duce pînă la capăt probele de anduranţă. Din acest lot, primii patru rulmenţi deterioraţi au fost scoşi din cauză, conform normativului. Durata de funcţionare minimă a restului de 44 rulmenţi a indicat pentru acest lot o capacitate de încărcare dinamică de 3270 kgf, — valoare superioară celei a primului lot de rulmenţi executaţi din inele presate folosind ca materie primă ţeava strunjită din bară (C = 2910 kgf), şi cu atît mai mult celei a rulmenţilor fabricaţi după procedeul clasic (C = = 2280 kgf).

Cîştigul la capacitatea de încărcare dinamică devine deosebit de semnificativ. În cazul experimentat, noua capacitate de încărcare dinamică a rulmentului 6208 este superioară celei a rulmentului clasic 6308, care — după cataloagele de rulmenţi — este de 3200 kgf. În aceste condiţii, prin înlocuirea unui tip de rulment mai greu, cu unul de acelaşi diametru interior, dar de tip mai uşor, locaşul rulmentului se micşorează cu 10 mm la diametru şi cu 5 mm la lungime. Ca o consecinţă, maşinile construite după proiecte care prevăd utilarea rulmenţilor fabricaţi după noul procedeu, la aceleaşi performanţe, vor fi mai mici, respectiv mai uşoare.

Agregatele existente, la care se vor folosi rulmenţii cu inele interioare presate la rece din ţeavă, îşi vor mări intervalele dintre reviziile pentru înlocuirea rulmenţilor uzaţi.

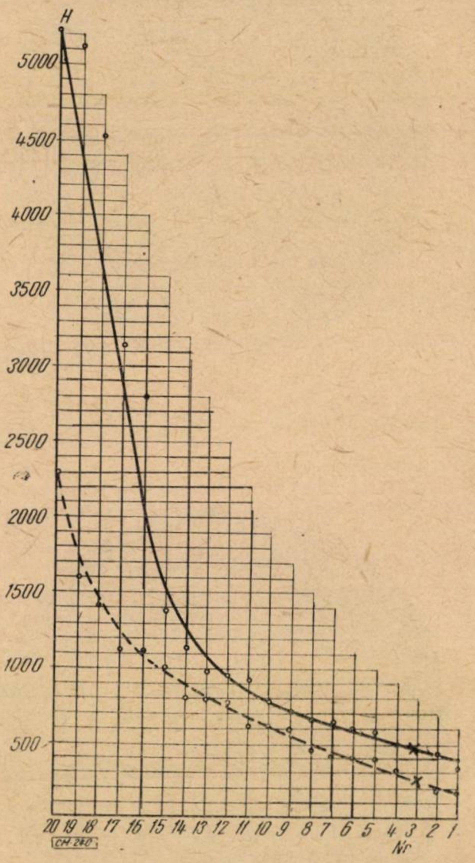


Fig. 10. Diagrama rezultatelor obţinute cu primele două loturi de rulmenţi încercaţi la bancuri :
- - - - rulmenţii fabricaţi prin procedeul clasic ;
——— rulmenţii cu inele interioare presate la rece.

În multe cazuri, rulmenții cu role vor putea fi înlocuiți prin rulmenți cu bile, care sînt universali și mai puțin costisitori.

Pe baza rezultatelor practice obținute, s-a solicitat și concursul Institutului de mecanica fluidelor al Academiei R.S.R., în scopul fundamentării teoretice a cercetării. În urma analizei comparative a factorilor procesului de degradare a suprafețelor în cazul mișcării tip rulment la inelele fabricate prin procedee clasice și prin noul procedeu, acest institut a stabilit că, după actualele cunoștințe, fibrajul influențează proprietățile mecanice ale oțelului sub două aspecte : în funcție de direcția laminării și în funcție de orientarea fibrelor față de suprafețele de rulare, fibrele constituind neomogenități chimice orientate în structură.

În primul caz, fibrajul la oțelul semifabricat, folosit pentru fabricarea rulmenților, are o orientare care face ca proprietățile lui mecanice să varieze direcțional, avînd valori între cele maxime (care sînt în direcția laminării) și cele minime (în direcția exercitării efortului de presiune la laminare).

În al doilea caz, influența orientării fibrelor față de suprafața de rulare asupra comportării materialului a rezultat din studierea defectelor apărute la bilele de rulment, atît în exploatare, cît și în cercetări de laborator. Datorită tehnologiei obișnuite de fabricație, în cazul bilei fibrele capătă o orientare polară avînd la doi poli opuși fibrele perpendiculare pe suprafață, în alte două zone fibrele fac cu suprafața un unghi ascuțit, iar în rest sînt paralele cu suprafața. S-a constatat că defectele de oboseală tip rulment (pitting) apar la bilă mai întîi în zonele de suprafață, în care fibrele intersectează pe aceasta sub un unghi ascuțit. Aceasta este însă în concordanță cu teoria repartiției eforturilor conform căreia, în solicitarea hertziană tip rulment, zonele din material în care tensiunile de forfecare au valoare maximă se află sub suprafață, aceste tensiuni acționînd în planuri la 45° față de efortul normal exterior.

Deoarece la rulmenții fabricați după procedeul brevetat fibrele materialului nu intersectează calea de rulare, conform celor de mai sus rezistența la oboseală a acestora trebuie să fie superioară rulmenților fabricați după tehnologiile uzuale la care fibrele taie suprafața activă după diferite unghiuri.

Durabilitatea mai mare a rulmenților fabricați după procedeul brevetat, fiind în bună concordanță cu legile teoriei elasticității și plasticității materialelor, are în consecință o fundamentare științifică.

Cercetarea a fost efectuată în colaborare cu ICEM care, cu concursul uzinei de țevi Republica din București a livrat țeava necesară, și cu ICTCM care a efectuat experimentările tehnologice.

Încercările la banc ale rulmenților s-au efectuat în atelierul de experimentări al uzinei Rulmentul — Brașov.

Pe baza rezultatelor obținute, s-a proiectat un dispozitiv automat, care, acționat de o presă tip PH-150 a uzinei 23 August din București, va constitui baza pentru aplicațiile industriale ale noului procedeu de fabricație. Dispozitivul automat de presare s-a executat de către Atelierul de prototipuri al bazei de experimentare ICTCM din București.

Lucrarea are la bază un brevet de invenție R.S.R., care în urma încheierii cercetărilor și pe baza rezultatelor obținute a fost înregistrat pentru brevetare în încă 15 state printre care U.R.S.S., S.U.A. și Japonia.

Planul de acțiune propus prevede valorificarea acestei invenții în primul rînd în România, prin dotarea fabricilor de rulmenți, actuale și viitoare, cu prese automate care să execute inele de rulmenți direct din țeavă, prin forfecarea la lungimile necesare a acesteia în mașină, chiar la operația de presare, fără nici un fel de pierdere de oțel.

CZ 621:658.5

Contribuţii privind determinarea lotului optim în construcţia de maşini

Conf. dr. ing. Tudor HOMOŞ — Institutul politehnic—Bucureşti

Noţiunea de lot de fabricaţie şi importanţa sa pentru optimizarea programării operative

Una dintre caracteristicile cele mai importante ale sistemului fabricaţiei de serie în construcţia de maşini este circulaţia în procesul de producţie a obiectelor muncii asociat pe loturi.

Prin lot de fabricaţie se înţelege cantitatea de obiecte ale muncii identice, lansate simultan sau succesiv în fabricaţie, care se prelucrează (confecţionează) neîntrerupt la acelaşi loc de muncă şi consumă un singur timp de pregătire-încheiere a fabricaţiei.

În funcţie de stadiile procesului de producţie se deosebesc: lot de semifabricate, de piese, de subansambluri şi de produse.

Fabricaţia pe loturi constituie o necesitate obiectivă impusă de respectarea principiilor paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii ce stau la baza organizării proceselor de producţie şi o premisă de bază a optimizării programării operative. Lotul optim de fabricaţie reprezintă, din acest punct de vedere, principalul parametru al programării operative, în funcţie de care se stabilesc toţi ceilalţi parametri ai circulaţiei obiectelor muncii, care exprimă proporţiile obiective ale desfăşurării în timp şi spaţiu a procesului de fabricaţie, cum sînt: durata ciclului de fabricaţie, perioada de repetare a loturilor şi stocurile de producţie neterminată. La rîndul lor aceşti parametri, care sînt influenţaţi de diverşi factori ai procesului de producţie, condiţionează în mod considerabil, aşa cum se va prezenta în cuprinsul lucrării, mărimea optimă a lotului de fabricaţie.

Aceasta conferă, după părerea noastră, lotului de fabricaţie, pe de o parte, caracterul de parametru sintetic, în care se concentrează influenţa unui mare număr de factori ai procesului de producţie, iar pe de altă parte, caracterul de coordonator, prin intermediul celorlalţi parametri ai principalelor proporţii ale circulaţiei obiectelor muncii în procesul de producţie, care condiţionează gradul de folosire a mijloacelor de producţie şi a forţei de muncă, iar în ultimă instanţă, economicitatea fabricaţiei.

Aceste considerente permit a se face observaţia că optimizarea programării operative a producţiei este condiţionată, în primul rînd, de precizia calculelor privind determinarea mărimii optime a lotului de fabricaţie.

Factori care influenţează asupra lotului de fabricaţie

Este cunoscut faptul că, datorită particularităţii fabricaţiei moderne de maşini, în procesul de producţie acţionează un număr foarte mare de factori, caracterizaţi ca mărimi complexe şi variabile în timp, ce influenţează lotul de fabricaţie, imprimîndu-i un caracter deosebit de dinamic. După sfera de acţiune, se deosebesc factori din afara întreprinderilor şi factori interni ai întreprinderilor.

Dintre principalii factori ce se includ în prima categorie pot fi amintiţi: volumul (anual) de producţie planificat din fiecare sortiment; termenele de livrare a producţiei; nivelul şi formele cooperării; termenele şi modul de aprovizionare cu resurse materiale etc.

În cea de-a doua categorie se includ:

— factori de natură tehnică (complexitatea constructivă a produselor, gradul de înzestrare tehnică, procesul tehnologic etc.);

— factori de natură organizatorică (nivelul de organizare a producţiei şi muncii, formele şi metodele utilizate în programarea operativă etc.);

— factori financiari (masa mijloacelor circulante, pierderile cauzate de imobilizarea mijloacelor circulante etc.).

Fără a se face o expunere exhaustivă asupra diverşilor factori, în articol se subliniază tendinţa generală a influenţei unora dintre ei. Astfel, factorii de natură tehnică şi organizatorică acţionează în direcţia majorării lotului de fabricaţie, cei financiari în direcţia micşorării lotului de fabricaţie, iar unii dintre cei organizatorici, în sensul corelării mărimii loturilor de fabricaţie, în funcţie de condiţiile concrete de producţie.

Aceasta, evident, implică luarea în considerare, cu ocazia determinării lotului de fabricaţie, a principalilor factori, care acţionează în fiecare perioadă în cadrul unităţilor de producţie, urmărindu-se stabilirea soluţiei optime.

Din ansamblul acestor factori se reliefează, în mod deosebit prin particularităţile sale, procesul tehnologic adoptat, care condiţionează prin implicaţiile lui în mare măsură ceilalţi factori de natură organizatorică şi financiară. De aceea, din problematica vastă a lotului optim în construcţia de maşini, se vor face referiri numai la unele aspecte condiţionate de natura procesului tehnologic, insuficient tratate în literatura economică de specialitate şi anume necesitatea luării în considerare, la determinarea lotului optim, a legii de variaţie a cheltuielilor angajate în producţia neterminată, a numărului mediu de loturi ce aparţin aceloraşi obiecte ale muncii şi care se găsesc simultan în fabricaţie şi a formelor de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă) a procesului de producţie.

Determinarea mărimii optime a lotului de fabricaţie

Esenţa rezolvării matematice a problemei lotului optim constă în stabilirea funcţiei după care variază diversele cheltuieli ocazionate de fabricaţia unui obiect al muncii în raport cu numărul acestora din lot.

Criteriul economic, care stă la baza determinării lotului optim de fabricaţie, este minimul cheltuielilor de producţie pe unitatea de obiect al muncii.

În funcţie de dependenţa dintre diversele cheltuieli ocazionate de fabricaţia unui obiect al muncii şi numărul acestora din lot, se deosebesc cheltuieli independente şi dependente de lotul de fabricaţie.

Cheltuielile independente de lotul de fabricaţie urmează exact modificările volumului de obiecte ale muncii din lot, dar rămîn constante dacă se recalculează pe unitatea de obiect al muncii:

Formula de calcul a acestor cheltuieli este:

$$y_1 = c_m + c_s + c_{if} + c_{ind}, \text{ lei/buc.} \qquad (1)$$

unde:

c_m reprezintă costul obiectului muncii pînă la intrarea lotului în stadiul respectiv de prelucrare (materie primă, materiale, semifabricate), lei/buc.;

c_s — cheltuieli cu salariile directe, lei/buc.:

$$c_s = \sum_{i=1}^{k} \frac{t_{u_i}}{60} \cdot s_{m_i}; \qquad (2)$$

c_{if} — cheltuieli cu întreţinerea şi funcţionarea utilajului pe durata timpului de lucru efectiv, lei/buc.:

$$c_{if} = \sum_{i=1}^{k} \frac{t_{u_i}}{60} \cdot m_i \cdot a_i; \qquad (3)$$

c_{ind} — cheltuieli indirecte ale secţiilor de fabricaţie, lei/buc.:

$$c_{ind} = c_s \cdot \frac{R_f}{100}. \qquad (4)$$

Pentru cazul în care cheltuielile cu întreţinerea şi funcţionarea utilajului nu se evidenţiază separat, ci se includ în cheltuielile indirecte ale secţiilor, cheltuielile cu prelucrarea C_p, formate din salariile directe şi cheltuielile indirecte ale secţiilor, se determină cu relaţia:

$$c_p = \left(1 + \frac{R_f}{100}\right) \sum_{i=1}^{k} \frac{t_{u_i}}{60} \cdot s_{m_i}, \text{ lei/buc.} \qquad (5)$$

Notînd suma acestor elemente cu A, relaţia (1) devine:

$$y_1 = A, \text{ lei/buc.,} \qquad (6)$$

în care:

t_{u_i} este timpul unitar normat pentru fiecare operaţie i, min/buc.;

s_{m_i} — salariul tarifar al muncitorilor conform categoriei de încadrare a lucrărilor la fiecare operaţie i, lei/h;

m_i — numărul maşinilor-unelte de acelaşi tip, care participă la prelucrarea obiectelor muncii din lot la fiecare operaţie i;

a_i — cota orară a cheltuielilor cu întreţinerea şi funcţionarea utilajului, care participă la fiecare operaţie i, lei/h;

R_f — regia fabricaţiei pentru secţia de bază respectivă, %;

i — numărul operaţiilor procesului tehnologic ($i = 1, \ldots k$).

Cheltuieli dependente de lotul de fabricaţie. Acestea sînt formate din:

— cheltuieli cu pregătirea-încheierea fabricaţiei şi pregătirea administrativă a lansării lotului B, precum şi cheltuieli cu întreţinerea şi funcţionarea utilajului pe durata timpului de pregătire-încheiere a fabricaţiei C.

Caracteristic acestor cheltuieli este faptul că suma lor totală se prezintă ca o mărime constantă (în anumite condiţii de fabricaţie date), indiferent de mărimea lotului, dar recalculate pe unitatea de obiect al muncii variază invers proporţional cu numărul obiectelor muncii din lot.

Expresiile analitice ale acestor cheltuieli se prezintă astfel:

$$B = \left(1 + \frac{p}{100}\right) \sum_{i=1}^{k} \frac{t_{p\hat{i}_i}}{60} \cdot m_i \cdot s_{r_i}, \text{ lei/lot} \qquad (7)$$

$$C = \sum_{i=1}^{k} \frac{t_{p\hat{i}_i}}{60} \cdot m_i \cdot a_i, \text{ lei/lot.} \qquad (8)$$

Însumînd cele două cheltuieli se obţine:

$$D = B + C, \text{ lei/lot,} \qquad (9)$$

iar cota cheltuielilor din această categorie, ce revine pe unitatea de obiect al muncii, este dată de relaţia:

$$y_2 = \frac{D}{n}, \text{ lei/buc.,} \qquad (10)$$

în care :

$t_{p\hat{\imath}_i}$ este timpul normat pentru pregătirea-încheierea lucrărilor la fiecare operaţie, i, min/lot ;

s_{r_i} — salariul tarifar orar al reglorilor, conform categoriei de încadrare a lucrărilor cu pregătirea-încheierea la fiecare operaţie i, lei/h ;

p — procent care ţine seamă de cheltuielile cu pregătirea administrativă a lansării lotului ;

n — lotul de fabricaţie, buc.

Cheltuieli ocazionate de imobilizarea mijloacelor circulante, care variază direct proporţional cu majorarea lotului de fabricaţie. Cota aferentă pe unitatea de obiect al muncii din aceste cheltuieli se obţine raportînd pierderile anuale U cauzate de imobilizarea mijloacelor circulante la programul anual de obiecte ale muncii, N, conform relaţiei :

$$y_3 = \frac{U}{N}, \text{ lei/buc.} \tag{11}$$

Pierderile băneşti anuale U pe care le suportă economia naţională, ca urmare a imobilizării mijloacelor circulante, se determină cu relaţia :

$$U = (A \cdot n + D) \cdot \varphi \cdot \frac{T_c}{F_n} \cdot L \cdot \varepsilon, \text{ lei/an} \tag{12}$$

în care :

$V = A \cdot n + D$, reprezintă volumul total de mijloace circulante necesare prelucrării unui lot, lei/lot ;

φ — coeficient care ţine seamă de modul cum variază cheltuielile angajate în producţia neterminată în decursul ciclului de fabricaţie ;

T_c — durata ciclului de fabricaţie, h/ciclu ;

L — numărul de loturi ce trebuie lansate în decursul unui an ;

F_n — fondul nominal anual de timp, h/an ;

ε — coeficient cu ajutorul căruia se determină pierderea în lei suportată de economia naţională la un leu-an mijloace circulante imobilizate.

Numărul anual de loturi L se determină raportînd fondul nominal anual de timp la perioada de repetare a loturilor :

$$L = \frac{F_n}{R}, \text{ loturi/an.}$$

Înlocuind pe L în expresia pierderilor cu imobilizarea, rezultă :

$$U = (A \cdot n + D) \cdot \varphi \cdot \frac{T_c}{R} \cdot \varepsilon \text{ lei/an.} \tag{13}$$

Notînd raportul $\frac{T_c}{R}$ cu τ, relaţia (13) devine :

$$U = (A \cdot n + D) \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon, \text{ lei/an,} \tag{14}$$

iar cota aferentă pe unitatea de obiect al muncii din aceste pierderi va fi :

$$y_3 = n \frac{A \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon}{N} + \frac{D \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon}{N}, \text{ lei/buc.} \tag{15}$$

Expresia analitică a cheltuielilor totale de producţie Y, ocazionate de fabricaţia unui obiect al muncii în funcţie de mărimea lotului de fabricaţie, se obţine însumînd cheltuielile parţiale y_1, y_2 şi y_3 conform relaţiei :

$$Y = A + \frac{D}{n} + n \frac{A \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon}{N} + \frac{D \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon}{N}, \text{ lei/buc.} \tag{16}$$

Studiul acestei funcţii prezintă o deosebită importanţă, deoarece permite, utilizînd metodele de cercetare matematică, să se obţină valoarea lui n, pentru care cheltuielile totale de fabricaţie Y pe unitatea de obiect al muncii sînt minime.

Din studiul punctelor extreme ale funcţiei $Y = f(n)$, în cazul de faţă cel de minim, se obţine relaţia :

$$n = n_0 = \sqrt{\frac{N \cdot D}{A \cdot \varphi \cdot \tau \cdot \varepsilon}}, \text{ buc.} \tag{17}$$

Expresia dedusă este cea mai generală relaţie de calcul al mărimii optime a lotului de fabricaţie, în condiţiile unei fabricaţii uniforme în decursul anului şi cînd depozitele intersecţii nu depind, administrativ, de secţiile de bază respective. Plecînd de la această relaţie generală, făcînd anumite ipoteze în privinţa determinării coeficienţilor φ, ε şi τ, se ajunge la o serie de relaţii particulare pentru determinarea mărimii optime a lotului de fabricaţie, valabile în anumite condiţii specifice de producţie.

Coeficientul φ. Acest coeficient prezintă o deosebită importanţă în demonstrarea formulei lotului optim, deoarece numai cu ajutorul lui se poate determina volumul mediu de mijloace circulante angajate în decursul ciclului de fabricaţie $V_{med} = (A \cdot n + D) \cdot \varphi$.

Corectarea volumului total de mijloace circulante V cu ajutorul coeficientului φ se impune cu necesitate, deoarece angajarea acestora în decursul ciclului de fabricaţie se face treptat, de la o valoare iniţială ($n.\ c_m \geqslant 0$), pînă la o valoare finală ($V = A.n + D$), după o lege de variaţie specifică procesului tehnologic adoptat (fig. 1).

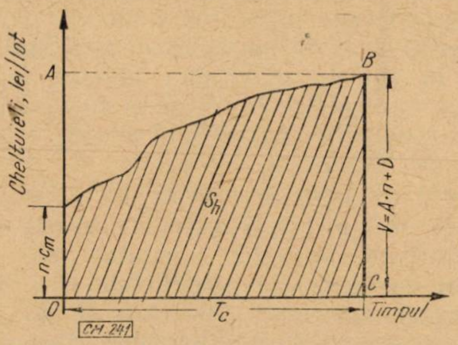


Fig. 1. Variaţia neuniformă a mijloacelor circulante angajate în decursul ciclului de fabricaţie.

Coeficientul φ se determină raportînd aria haşurată S_h, ce reprezintă angajarea reală de mijloace circulante, la aria S_t (OABC), care ar reprezenta angajarea ipotetică a tuturor cheltuielilor de producţie V, chiar din momentul începerii ciclului de fabricaţie:

$$\varphi = \frac{S_h}{T_c \cdot V}. \tag{18}$$

Stabilirea relaţiei generale de calcul al coeficientului φ ca o funcţie de mărimea lotului de fabricaţie, în cazul de faţă acesta fiind variabila necunoscută, implică cunoaşterea legii de variaţie a cheltuielilor angajate în producţia neterminată.

Stabilirea funcţiei analitice de variaţie a cheltuielilor angajate în producţia neterminată şi încadrarea ei într-una dintre formele clasice cunoscute întîmpină, în practică, numeroase dificultăţi, deoarece factorii principali ce o condiţionează — procesul tehnologic adoptat şi nivelul de înzestrare tehnică — se caracterizează în condiţiile producţiei moderne printr-o structură deosebit de complexă şi eterogenă. Pentru simplificare se consideră legea de variaţie uniformă a cheltuielilor angajate în producţia neterminată (fig. 2 a).

În acest caz, relaţia analitică de calcul a coeficientului φ va avea următoarea expresie:

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \frac{n(c_m + A) + D}{A \cdot n + D}. \tag{19}$$

Cu cît procesul tehnologic este mai complex, iar durata ciclului şi cheltuielile de fabricaţie mai mari, cu atît este mai necesar să se determine pentru fiecare reper, subansamblu şi produs în parte coeficientul φ. Ţinînd seamă că mărimea acestui coeficient nu este influenţată de lotul de fabricaţie şi nici de formele de organizare în timp şi spaţiu (succesivă, paralelă şi mixtă), ci exclusiv de procesul tehnologic adoptat, care determină cheltuielile unitare, se poate stabili coeficientul φ prin reprezentare grafică la scară a acestora, măsurînd suprafeţele S_h şi S_t printr-un procedeu oarecare. Determinarea lotului optim se face, în acest caz, pe baza relaţiei generale (17).

Coeficientul ε. Prin intermediul acestui coeficient se asigură aplicarea la calculul lotului de fabricaţie a principiului eficienţei economice considerat din punctul de vedere al economiei naţionale. Cu ajutorul lui se determină pierderea în lei, pe care o suportă economia naţională, corespunzător volumului mediu de mijloace circulante imobilizate în procesul de producţie. Această pierdere este direct proporţională cu intervalul de timp la care se referă imobilizarea volumului mediu de mijloace circulante.

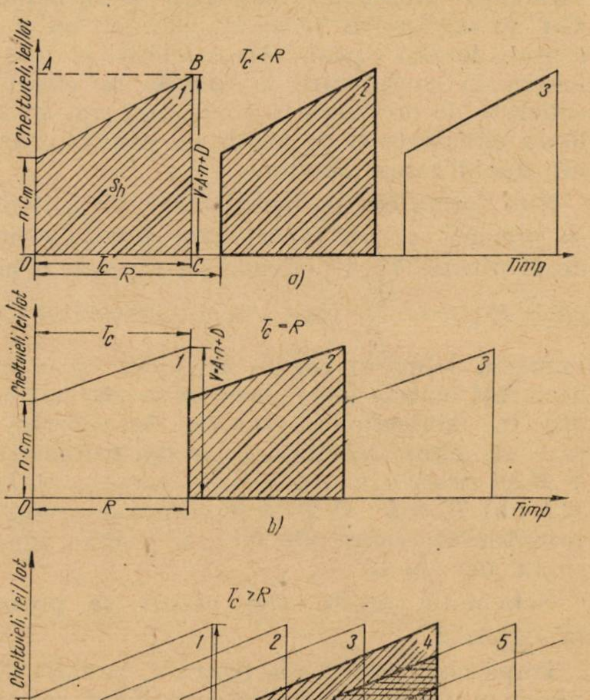


Fig. 2. Modificarea volumului de mijloace circulante imobilizate în raport cu numărul mediu al loturilor ce se găsesc simultan în fabricaţie.

De aceea, cînd termenele de livrare ale unor sortimente sînt diferite, fabricaţia lor fiind concentrată într-o anumită perioadă a anului (semestru, trimestru, lună), în formula de calcul trebuie introdusă valoarea lui ε modificată corespunzător $\left(\frac{\varepsilon}{2}, \frac{\varepsilon}{4}, \frac{\varepsilon}{12}\right)$.

Deoarece, în legătură cu acest coeficient nu există nici o reglementare financiară în vigoare, în practica uzinelor se adoptă, cu ocazia determinării loturilor optime, valori ale lui ε cuprinse între 0,01 şi 0,25, ceea ce evident nu asigură aplicarea unitară din punctul de vedere al economiei naţionale a conceptului de eficienţă.

Dată fiind importanţa majoră a coeficientului ε, pentru determinarea lotului optim, în special, şi pentru gospodărirea raţională a mijloacelor de care dispun întreprinderile, în general, considerăm că ar fi deosebit de util ca Ministerul de Finanţe, împreună cu unităţile interesate să elaboreze instrucţiuni corespunzătoare.

Coeficientul τ. Prin coeficientul τ se încearcă, într-o concepţie proprie, să se ia în considerare influenţa procesului tehnologic şi a modului său de organizare (succesiv, paralel sau mixt) asupra lotului optim. Acest coeficient asigură luarea în considerare în funcţie de condiţiile concrete de producţie a volumului real de mijloace circulante şi de pierderile băneşti cauzate de imobilizarea acestora.

Sub forma cea mai generală acest coeficient se prezintă ca un raport între durata ciclului de fabricaţie T_c şi perioada de repetare a loturilor R; $\tau = \frac{T_c}{R}$ care, prin conţinutul său, exprimă numărul mediu de loturi aparţinînd aceloraşi obiecte ale muncii ce se găsesc simultan în fabricaţie. În funcţie de raportul în care se găsesc mărimile celor doi parametri T_c şi R se deosebesc următoarele cazuri: a) $T_c < R$; *b*) $T_c = R$; c) $T_c > R$, cărora le corespund următoarele valori ale lui: a) $\tau < 1$; b) $\tau = 1$; c) $\tau > 1$.

Schematic aceste trei cazuri se prezintă în figura 2.

După cum rezultă din figura 2, pe măsură ce numărul mediu de loturi aparţinînd aceloraşi obiecte ale muncii ce se găsesc simultan în fabricaţie creşte, restul condiţiilor rămînînd neschimbate, volumul mediu al mijloacelor circulante imobilizate va fi mai mare şi, corespunzător acestora, pierderile băneşti înregistrate de economia naţională.

A nu se ţine seamă de condiţiile concrete de producţie sau a considera numai cazul particular $T_c = R\,(\tau = 1)$, (conform concepţiei generale întîlnite în literatura economică de specialitate), înseamnă a reduce (majora) în mod artificial volumul de mijloace circulante, deci şi al pierderilor băneşti datorate imobilizării acestora, fapt ce se răsfrînge negativ asupra optimizării programării operative şi economicităţii fabricaţiei *.

Considerentele expuse conduc la necesitatea stabilirii expresiei analitice a lui τ ca funcţie de mărimea lotului şi de condiţiile specifice de producţie.

Mărimea coeficientului τ este condiţionată de factorii care influenţează durata ciclului de fabricaţie T_c şi de perioada de repetare a loturilor R, ca de exemplu: nivelul înzestrării tehnice, procesul tehnologic şi forma de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă) a acestuia, lotul de fabricaţie, programa de producţie, perioada de timp şi regimul de lucru.

Aceşti factori pot fi reflectaţi cel mai complet cu ajutorul relaţiilor analitice ale duratei ciclului de fabricaţie pentru cele trei forme de organizare (succesivă, paralelă şi mixtă) şi a perioadei de repetare a loturilor. Spre exemplificare se prezintă relaţiile de calcul ale duratei ciclului de fabricaţie a unui lot de piese şi a perioadei de repetare a loturilor ** :

$$T_{c_s} = \frac{1}{60}\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{pi_i}}{M_i \cdot k_i}\cdot m_i + \frac{n \cdot t_{v_i}}{m_i \cdot k_i} + \right.$$

$$\left. + t_{c_i} + t_{t_i} + t_{n_i} + t_{a\c{s}_i}\right) \tag{21}$$

$$T_{c_p} = \frac{1}{60}\left[\sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{pi_i}}{M_i \cdot k_i}\cdot m_i + \frac{t_{v_i}}{m_i \cdot k_i} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + t_{c_i} + t_{t_i} + t_{n_i}\right) + (n-1)\left(\frac{t_{v_i}}{m_i \cdot k_i}\right)\max\right] \tag{22}$$

---

* La cazul particular $T_c = R$ $(\tau = 1)$ se ajunge datorită înlocuirii, în expresia pierderilor $U = A \cdot n + D)\,\varphi\;T_c \cdot L \cdot \varepsilon$, a lui T_c cu o relaţie empirică reprezentînd, în concepţia autorilor respectivi, o fracţiune dintr-un an proporţională cu raportul dintre mărimea lotului şi programa de producţie $\left(T_c = \frac{n}{N}\cdot 1 \text{ an}\right)$, în care mijloacele circulante sînt, în medie, imobilizate (2), (3), (4), (5). În fond această expresie reprezintă perioada de repetare a loturilor $(R = r \cdot n)$, deoarece, dacă înlocuim r, rezultă $R = \frac{n}{N}\cdot 1$ an, care este identică cu relaţia lui T_c de mai sus. Evident în aceste condiţii produsul $(T_c \cdot L)$ este egal cu unitatea, deoarece: $L = \frac{N}{n}$, iar relaţia pierderilor datorită imobilizării devine: $U = (A \cdot n + D)\,\varphi \cdot \varepsilon$, ceea ce conduce, dacă înlocuim şi pe φ conform (19), la următoarea formulă particulară a lotului optim:

$$n_0 = \sqrt{\frac{2N \cdot D}{(c_m + A)\varepsilon}}. \tag{20}$$

Această relaţie poate fi folosită numai în cazul reperelor de complexitate constructivă şi tehnologică redusă, cu ciclu de fabricaţie scurt sau care se fabrică în serie mică şi mijlocie.

** Relaţiile (21), (22), (23) sînt luate din lucrarea [8].

$$T_{cm} = \frac{1}{60}\sum_{i=1}^{k}\left[\frac{t_{pli}}{M_i \cdot k_i}\cdot m_i + \frac{n_t \cdot t_{ui}}{m_i \cdot k_i} + \right.$$

$$+ (n - n_t)\left(\frac{t_{ui}}{m_i \cdot k_i} - \frac{t_{ui+1}}{m_{i+1}\cdot k_{i+1}}\right) +$$

$$\left. + t_{ci} + t_{t_i} + t_{n_i} + t_{aș_i}\right]. \qquad (23)$$

$$R = n \cdot r$$

unde:

T_{cs}, T_{cp}, T_{cm} reprezintă durata ciclului de fabricație a unui lot de piese aparținînd reperului λ, în cazul organizării succesive, paralele și mixte, în ore lucrătoare;

t_{c_i} — timpul de control al pieselor la fiecare operație i, min/lot;

t_{t_i} — timpul de transport al pieselor de la locul de muncă i la următorul ($i + 1$), min/lot;

$t_{aș_i}$ — durata medie de așteptare pentru eliberarea locului de muncă i ocupat cu prelucrarea pieselor altui lot, aparținînd aceluiași reper, sau a unuia diferit, min;

t_{n_i} — durata proceselor naturale, ce intervin la fiecare operație i, min/lot;

M_i — numărul de muncitori care participă simultan la reglarea mașinilor-unelte;

k_i — coeficientul mediu al îndeplinirii normelor;

n_t — mărimea lotului de transport, buc.;

r — ritmul mediu al fabricației, min/buc.

În vederea simplificării ulterioare a calculelor, se restrîng relațiile (21), (22), (23), notînd cu α termenii ce depind de variabila necunoscută și cu β termenii liberi.

Spre exemplu în cazul lui T_{cs}, notînd cu:

$$\alpha_1 = \sum_{i=1}^{k}\frac{t_{ui}}{m_i \cdot k_i} \quad \text{și} \quad \beta_1 = \sum_{i=1}^{k}\left(\frac{t_{pli}}{M_i \cdot k_i}\, m_i + \right.$$

$$\left. + t_{c_i} + t_{t_i} + t_{aș_i} + t_{n_i}\right), \qquad (24)$$

relația (21) devine:

$$T_{cs} = \alpha_1 n + \beta_1. \qquad (25)$$

Similar se obțin relațiile corespunzătoare și în cazul lui T_{cp} și T_{cm}.

Înlocuind pe T_{cs} sub această formă și R în relația lui τ se obține:

$$\tau_s = \frac{\alpha_1}{r} + \frac{\beta_1}{n \cdot r}, \qquad (26)$$

sau, notînd cu:

$$\gamma_s = \frac{\alpha_1}{r} \quad \text{și} \quad \psi_s = \frac{\beta_1}{r},$$

aceasta devine:

$$\tau_s = \gamma_s + \frac{\psi_s}{n} \qquad (27)$$

Analog vor rezulta și pentru τ_p și τ_m relații corespunzătoare. Substituind în (16) pe τ sub formă generală $\tau = \gamma + \frac{\psi}{n}$ și pe φ, conform relației (19), se ajunge la următoarea funcție:

$$Y = A + \frac{D}{n}\left(1 + \frac{\varepsilon \cdot \psi}{2N}\right) +$$

$$+ n \cdot \frac{(c_m + A)\varepsilon \cdot \gamma}{2N} + \frac{(c_m + A)\varepsilon \cdot \psi}{2N} + \frac{D \cdot \varepsilon \cdot \gamma}{2N}. \qquad (28)$$

Reprezentarea grafică a acestei funcții conduce la o curbă de formă hiperbolică, plasată pentru ($n > 1$) în cadranul I al sistemului de coordonate (fig. 3).

Mărimea căutată a lotului optim n_0, pentru care funcția (28) are valoarea minimă Y_0, este dată de relația:

$$n = n_0 = \sqrt{\frac{2N \cdot D}{(c_m + A)\cdot \varepsilon \cdot \gamma} + \frac{\psi \cdot D}{(c_m + A)\cdot \gamma}} \text{ buc.} \qquad (29)$$

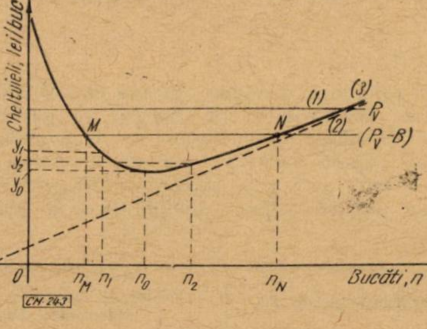


Fig. 3. Variația cheltuielilor de fabricație pe unitatea de obiect al muncii în funcție de mărimea lotului de fabricație.

Deoarece cel de-al doilea termen de sub radical are o valoare foarte mică, se poate neglija, iar relația (29) devine:

$$n_0 = \sqrt{\frac{2N \cdot D}{(c_m + A)\cdot \varepsilon \cdot \gamma}}. \qquad (30)$$

În funcţie de forma de organizare adoptată (succesivă, paralelă sau mixtă) în relaţia de calcul al lotului optim se ia valoarea γ_s, γ_p sau γ_m corespunzătoare*.

Curba prezentată în figura 3 este foarte importantă, ea indică rapiditatea variaţiei cheltuielilor de fabricaţie pe bucată Y în funcţie de variaţia lui n în jurul lui n_0. Criteriul de rapiditate este util în cazul corelării mărimilor loturilor optime, deoarece dă un mijloc pentru a recunoaşte dacă alegerea unei mărimi de lot, apropiate de n_0, antrenează o variaţie mare a cheltuielilor unitare.

Limitele economice ale corectării lotului optim sînt indicate principial pe curba cheltuielilor *3* prin punctele M şi N (fig. 3). În figura 3 dreapta *1* indică preţul de vînzare (P_v), iar dreapta 2, preţul de vînzare minus beneficiul ($P_v - B$).

Tot în figura 3 se vede că modificarea lui n_0 cu $\pm \Delta n$ atrage după sine majorarea cheltuielilor de producţie pe bucată (y) faţă de y_0 în mod diferit ($y_1 > y_2 > y_0$), iar dacă $n < < n_M$ sau $n > n_N$, nu se mai asigură nici beneficiul legal.

Efectul economic anual în cazul trecerii de la loturi stabilite empiric la organizarea ştiinţifică a producţiei pe bază de loturi optime pentru fiecare reper rezultă din relaţia :

$$E_a = N(y - y_0) = N \cdot D \frac{n_0 - n}{n_0 \cdot n} \left(1 + \frac{\varepsilon \cdot \psi}{2N}\right) + $$

$$+ (n - n_0) \frac{(c_m + A\ ) \, \varepsilon \cdot \gamma}{2}, \text{ lei/an.} \qquad (31)$$

Pentru toate reperele ($\lambda = 1, \ldots u$) ale unui produs j, economia anuală rezultată ca urmare a introducerii loturilor economice va fi :

$$Ea_j = \sum_{\lambda=1}^{u} Ea_\lambda, \text{ lei/an.} \qquad (32)$$

Premisele tehnico-organizatorice necesare trecerii la sistemul de programare operativă pe bază de loturi optime

Trecerea de la sistemul de programare operativă bazat pe mărimi de lot egale cu comanda, nediferenţiate pe secţii, la cel complex pe bază de loturi economice cu periodicitate riguroasă reprezintă o acţiune amplă cu implicaţii deosebite asupra întregii activităţi de producţie şi economico-financiare.

În construcţia de maşini, datorită particularităţilor procesului de producţie, este necesar ca în pregătirea acestei acţiuni să se ţină seamă de unele aspecte principale, care condiţionează obţinerea unui efect economic maxim.

1. Astfel, ştiut fiind că prin natura sa industria constructoare de maşini comportă prelucrarea simultană sau succesivă pe baza unor procese tehnologice individuale a unui număr foarte mare de elemente, care în faza finală alcătuiesc prin asamblare un anumit produs, este necesar să se respecte principiul ca introducerea lucrului pe bază de loturi optime să se facă simultan în toate secţiile de bază, în scopul asigurării sincronizării depline şi economicităţii fabricaţiei. Se recomandă ca această trecere să se facă mai întîi pentru un singur sortiment de produse şi apoi să se continue treptat, pe măsură ce se creează condiţiile tehnico-organizatorice necesare, cu celelalte tipuri de produse.

2. În etapa de pregătire a acestei acţiuni este necesar să se acorde o atenţie deosebită următoarelor probleme :

— analiza din punct de vedere constructiv a tuturor produselor din fabricaţie, în vederea stabilirii măsurilor de creştere a tehnologicităţii construcţiei ;

— revizuirea tehnologiei de fabricaţie şi introducerea (extinderea) procedeelor tehnologice avansate în producţie ;

— completarea documentaţiei tehnologice şi, în special, fundamentarea tehnică a normelor de timp (timpul unitar, timpul de pregătire-încheiere) ;

— înzestrarea cu echipament tehnologic (SDV) a locurilor de muncă ;

— asigurarea tuturor condiţiilor pentru organizarea superioară a muncii şi deservirea optimă a locurilor de muncă cu tot ce este necesar pentru desfăşurarea normală a fabricaţiei (reglare, control, transport, întreţinere şi reparaţii) ;

— amplasarea raţională a utilajului ;

— instruirea muncitorilor în vederea ridicării calificării şi introducerii noului sistem de programare operativă ;

— corelarea judicioasă a circuitului documentelor primare legate de lansarea loturilor cu

---

* Relaţia (30) spre deosebire de cea clasică (20) permite diferenţierea lotului optim în funcţie de particularităţile procesului tehnologic şi de forma lui de organizare, şi în acelaşi timp asigură o corectă evaluare a volumului mediu de mijloace circulante şi a pierderilor băneşti cauzate de imobilizarea asestora. Spre exemplificare, în tabela 1 se prezintă datele obţinute în cazul reperului „fuzetă" (Uzina Autobuzul).

Tabela 1

Relaţii	Mărimea lotului, buc.			Pierderile băneşti cauzate de imobilizare, lei/an		
	succesivă	paralelă	mixtă	succesivă	paralelă	mixtă
(20)	630	630	630	73 369	11 940	32 493
(30)	240	628	375	29 107	11 940	20 558

sistemul informaţional adoptat în cadrul acţiunii de organizarea pe ansamblul întreprinderii.

Aceste premise tehnico-organizatorice au rolul să asigure stabilitatea relativă a condiţiilor de producţie în perioada de plan şi deci a sistemului de programare operativă, evitîndu-se oscilaţiile frecvente ale mărimilor parametrilor circulaţiei obiectelor muncii în timp şi spaţiu.

3. În cazul în care unele repere (tipizate, unificate) sînt comune pentru mai multe tipuri de produse se impune organizarea prelucrării lor în loturi de o singură mărime, care să asigure necesarul pentru toate sortimentele de produse ($j = 1, \ldots p$).

4. Calculul mărimii loturilor de fabricaţie se poate efectua operativ cu ajutorul unui calculator electronic pentru toate reperele λ şi toate sortimentele de produse j. Acest procedeu de calcul presupune însă o sistematizare prealabilă a tuturor informaţiilor primare şi elaborarea programului de lucru al calculatorului*.

În cadrul utilizării mijloacelor clasice de calcul (manual sau maşini electrice), pentru reducerea volumului de lucrări este necesar să se clasifice reperele pe clase şi grupe după similitudinea constructivă, tehnologică şi a volumului de mijloace circulante imobilizate, iar calculele să se facă numai pentru reperele tip (reprezentative) ale claselor şi grupelor. Toate reperele din grupa sau clasa respectivă vor avea mărimi de lot egale cu cea rezultată la reperul tip.

5. În cazul utilizării metodei de calcul al lotului optim este posibil, datorită faptului că reperele unui produs parcurg diferite stadii ale procesului tehnologic, să rezulte pentru acelaşi reper mărimi diferite, specifice fiecărui stadiu de prelucrare. Între mărimile loturilor optime aparţinînd aceluiaşi reper la stadiile vecine pot exista, în general, relaţiile :

$$n_{0_i} \gtrless n_{0_{i+1}}.$$

În scopul asigurării continuităţii procesului de producţie, la toate stadiile, cu un minim necesar de producţie neterminată, este necesar să se coreleze mărimile acestora, în limitele economice (fig. 3), în aşa fel încît raporturile :

$$\frac{n_i}{n_{i+1}} = K_i \text{ sau } \frac{n_{i+1}}{n_i} = K_2$$

să fie numere întregi. Mărimile astfel corelate în funcţie de diferiţi factori poartă denumirea de loturi economice, unde n_i şi n_{i+1} reprezintă mărimile lotului economic la stadiul de prelucrare considerat i şi la cel imediat următor $i+1$.

Diversitatea mare a condiţiilor de producţie nu poate fi redată sub formă analitică printr-o singură formulă de calcul. De aceea, diferitele relaţii de calcul prezentate în lucrare se vor utiliza de la caz la caz în funcţie de condiţiile specifice de producţie.

Trebuie avut în vedere că determinarea lotului de fabricaţie şi trecerea la sistemul de programare operativă bazată pe loturi optime este o problemă a conducerii producţiei şi deci nu poate fi redusă la o problemă pur matematică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stănescu, V.* Metoda de determinare a mărimii optime a lotului şi seriei de producţie. Bucureşti. I.D.T., 1968

[2]* * * Industrial Engineering Handbook, First Edition. McGrawHill Book Comp., 1956.

[3] *Kaufmann, A.* Metode şi modele ale cercetării operaţionale, vol. I. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1967.

[4] *Popovici, C.* ş.a. Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[5] *Stăncioiu, I.* Planificarea operativă a producţiei la maşini. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965.

[6] *Haiduc, I.* Economia, organizarea şi planificarea întreprinderilor constructoare de maşini, vol. I. Timişoara, 1968.

[7] *Giurgea, I., Popa, I.* şi *Stana, M.* Economia, organizarea şi planificarea întreprinderilor constructoare de maşini, Cluj, 1968.

[8] *Homoş, T.* Revista Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 12, 1961.

[9] *Homoş, T., Ciobanu, Gh.* Revita Studii şi cercetări de calcul economic şi cibernetică economică. nr. 1, 1970.

---

* Algoritmul, schema logică şi programul de lucru al calculatorului I.B.M./30 în limbajul FORTRAN IV pentru determinarea lotului optim se prezintă în lucrarea [9].

CJ 621.9.047.7

Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic

Ing. Mircea IVAN – Institutul politehnic–Brașov
Ing. Gligor RUSAN – Institutul politehnic–Brașov

Prelucrarea pieselor de forme complexe în general și în special din materiale greu așchiabile, prin metodele clasice de prelucrare, implică dificultăți mari atît din punctul de vedere al mașinii-unelte cît și din punctul de vedere al sculelor și dispozitivelor necesare.

Deficiențele metodelor clasice de prelucrare a suprafețelor complexe, ca de exemplu frezarea și strunjirea prin copiere etc. sînt înlăturate parțial prin metode speciale, ca de exemplu prelucrarea prin electroeroziune, prin ultrasunete, cu fasciculi de electroni etc.

Dintre metodele mai sus menționate, la noi în țară se utilizează mai frecvent prelucrarea prin electroeroziune. Această metodă permite prelucrarea suprafețelor complexe în materiale dure, dar prezintă unele deficiențe importante privind productivitatea prelucrării, care este scăzută, și o uzură pronunțată a electrodului sculă în raport cu cantitatea de material dislocat, care determină modificarea lui dimensională și de formă.

O altă metodă specială de prelucrare a suprafețelor complexe și în materiale dure, utilizată în ultimul timp, este prelucrarea electrolitică. Această metodă prezintă unele avantaje în raport cu prelucrarea electroerozivă prin aceea că productivitatea este substanțial mărită, iar electrodul sculă nu se uzează și deci în timpul prelucrării nu se introduc erori de formă și dimensiune.

Deosebirile de principiu între cele două metode, prelucrarea electrolitică și electroerozivă au fost prezentate în lucrările [1], și [2], elaborate de același colectiv.

Bazele fizico-chimice ale prelucrării electrolitice

La baza prelucrării electrolitice stă fenomenul de dizolvare electrochimică a metalelor din care cauză această metodă se mai numește și prelucrarea electrochimică. Pentru o mai bună înțelegere a procedeului vor fi prezentate pe scurt cîteva probleme legate de bazele fizice ale prelucrării.

Se consideră o celulă electrochimică (fig. 1) formată din cuva de electrolit *1*, în care sînt introduse metalul de prelucrat *2*, legat la polul pozitiv al unui generator de curent continuu *3* și un alt metal care se leagă la polul negativ. Datorită forței electromotoare a sursei, se închide circuitul electric între anod și catod, prin intermediul electrolitului. Transportul curentului se face de ionii moleculelor disociate ale soluției de electrolit, care, sub influența cîmpului electric, se deplasează spre electrozii încărcați cu sarcini contrarii. Descompunerea apare în punctele de discontinuitate ale conductorului, la contactul electrozilor cu soluția, adică acolo unde se trece de la conductibilitatea ionică (electrolitul) la conductibilitatea electronică (electrozii) și invers.

Ionii transportați de curent, în contact cu electrozii, pierd sarcinile lor electrice, primind sau cedînd electroni și trec în atomi liberi.

Ionii de hidrogen se descarcă pe catod și apoi sînt eliminați din soluție.

Atomii metalului legat la anod cedează încărcătura electrică corespunzătoare valenței lor și se dizolvă ca ioni în soluția de electrolit.

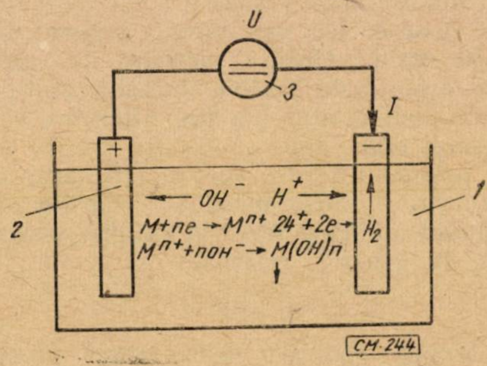


Fig. 1

Împreună cu ionii de hidroxid, ionii metalului de prelucrare intră într-o combinație nedizolvabilă sub formă de hidroxid de metal.

La prelucrarea oțelurilor într-o soluție de electrolit de NaCl au loc următoarele reacții :

— la anod $Fe \rightarrow Fe^{+2} + 2e\uparrow$;

— la catod $2H_2O + 2e \rightarrow 2(0H)_- + H2\,.\uparrow$

— în soluție $Fe^{+2} + 2(0H)_- \rightarrow Fe_2(04)_2\downarrow$.

Ionii electrolitului disociat $Na^+ + Cl^-$ nu participă la reacțiile chimice, revenindu-le numai sarcina de a da soluției o conductibilitate suficientă.

Cantitatea de material P dizlocată de pe anod, în timpul prelucrării (electrolizei), este dată de legea a doua a lui Faraday:

$$P = k \int i\mathrm{d}t = kq, \tag{1}$$

în care k este echivalentul electrochimic al metalului, iar q este cantitatea de electricitate care trece prin soluţie.

Dacă echivalentul electrochimic se exprimă în funcţie de echivalentul gram m, relaţia (1) devine:

$$P = \frac{m}{F}\cdot q, \tag{2}$$

în care F este cantitatea de electricitate necesară pentru a dizolva un echivalent gram şi egală cu 1 Faraday = 96 500 coulombi.

Dacă se ţine seamă că nu toată cantitatea de electricitate furnizată de generator participă efectiv la dizolvarea metalului, intervine în calcule şi randamentul de curent:

$$P = \frac{m}{F}\cdot q\cdot \eta_i\,. \tag{3}$$

Pentru a separa variabila din mărimea P, aceasta poate fi exprimată prin:

$$P = V\cdot \rho\,. \tag{4}$$

Rezultă că:

$$V = \frac{m}{F\cdot \rho}\cdot q\cdot \eta_i. \tag{5}$$

Dar $\frac{m}{F\cdot \rho}$ se notează cu V_{sp}, fiind o mărime constantă şi se exprimă în mm³/A.min. Relaţia (5) devine:

$$V = V_{sp}\cdot q\cdot \eta_i\,. \tag{6}$$

Volumul de material dislocat este o mărime care depinde de mulţi factori, ca de exemplu tipul şi concentraţia soluţiei, temperatura etc., care influenţează conductivitatea. Aceasta trebuie determinat experimental, căci influenţează asupra productivităţii prelucrării.

Exprimîndu-se cantitatea de electricitate q în funcţie de intensitate şi timpul de prelucrare se obţine:

$$V = V_{sp}\cdot I\cdot t\, \eta_i\,. \tag{7}$$

Conform legii lui Ohm:

$$I = \frac{U}{R}\,. \tag{8}$$

Rezistenţa R include rezistenţa interioară a celulei electrochimice, formată din rezistenţa electrolitului şi rezistenţele datorate polarizării. În cazul prelucrării electrolitice cu circulaţie forţată a electrolitului rezistenţele datorate polarizării sînt foarte mici în raport cu prelucrarea fără circulaţie forţată şi deci se pot neglija, obţinîndu-se intensităţi mari în zona de lucru.

Dacă se consideră soluţia între doi electrozi cu secţiuni identice, se poate exprima rezistenţa R funcţie de conductivitatea $\varkappa$ prin:

$$R = \frac{1}{\varkappa}\cdot\frac{\delta}{A}\,, \tag{9}$$

în care δ este distanţa dintre electrozi (fig. 2), iar A este secţiunea frontală a electrozilor.

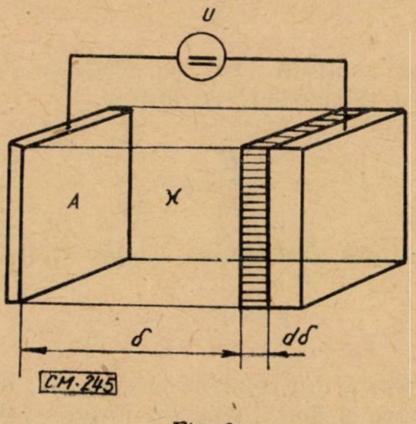


Fig. 2

Înlocuind pe R şi I din relaţiile (9) şi (8) în (7) se obţine:

$$V = V_{sp}\cdot\frac{U\varkappa A}{\delta}\, t\eta_i\,. \tag{10}$$

Ţinîndu-se seamă de faptul că pentru un timp de lucru dt se prelucrează pe o adîncime dδ, volumul dislocat se poate exprima prin:

$$\mathrm{d}V = A\cdot \mathrm{d}\delta\,. \tag{11}$$

Derivîndu-se relaţia (10) se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} = V_{sp}\,\frac{U\varkappa A}{\delta}\,\eta_i\,. \tag{12}$$

Înlocuind relaţia (11) în (12) se obţine:

$$\frac{A\mathrm{d}\delta}{\mathrm{d}t} = V_{sp}\cdot\frac{U\varkappa A}{\delta}\,\eta_i\,. \tag{13}$$

Din relaţia (13) se explicitează viteza de prelucrare

$$\delta' = \frac{V_{sp}\cdot U\varkappa}{\delta}\,\eta_i\,. \tag{14}$$

Dar V_{sp}, U, $\varkappa$, η_i, fiind valori constante, relaţia (14) devine:

$$\delta' = \frac{K}{\delta}\,. \tag{15}$$

Dacă în relaţia (1) se împart ambii termeni cu secţiunea A şi se derivează în raport cu timpul, se obţine :

$$\frac{P}{A} = k\frac{q}{A}; \qquad (16)$$

$$\frac{\mathrm{d}P}{A} = k\frac{I}{A}\cdot \mathrm{d}t\ ; \qquad (17)$$

$$\frac{\mathrm{d}V}{A} = k\frac{1}{\rho}\cdot i\cdot \mathrm{d}t; \qquad (18)$$

$$\delta' = \frac{k}{\rho}\,i. \qquad (19)$$

Egalînd relaţiile (15) cu (19) şi explicitiv densitatea de curent, se obţine :

$$i = \frac{K}{k}\cdot \rho \cdot \frac{1}{\delta}. \qquad (20)$$

K, k ρ fiind constante, relaţia (20) devine :

$$i = K'\frac{1}{\delta}. \qquad (21)$$

Se constată din relaţiile (15) şi (21) că viteza de dislocare şi densitatea de curent sînt funcţii invers proporţionale cu interstiţiul dintre electrozi.

Principiul de lucru al prelucrării

Prelucrarea electrolitică a suprafeţelor complexe se face prin copierea formei electrodului sculă legat la catod pe piesa care se prelucrează, legată la anod. Pentru a accelera viteza de scoatere a materialului, între electrodul sculă şi piesa de prelucrat trebuie să circule electrolitul cu viteză mare. Cu cît viteza este mai mare, rezistenţa celulei este mai mică, urmare a diminuării efectului polarizării şi deci va creşte curentul specific absorbit conform relaţiei (21).

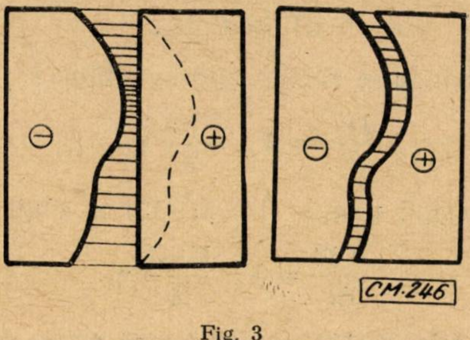


Fig. 3

În ipoteza că prelucrarea suprafeţei complexe se realizează din plin în stare tratată sau netratată termic cu un electrod profilat (fig. 3), procesul de prelucrare decurge în modul următor : în momentul începerii prelucrării, distanţa dintre catod şi anod diferă, şi deci vor fi diferite şi densităţile locale de curent. În zonele în care distanţele dintre anod şi catod sînt mai mici, densităţile de curent sînt mai mari, ceea ce conduce la o dizolvare anodică mai pronunţată decît în zonele în care distanţele dintre anod şi catod sînt mai mari. Aceste diferenţe de densitate apar datorită variaţiei rezistenţei interioare a celulei, conform relaţiei (9).

Dizolvarea neuniformă de material se produce pînă în momentul în care se realizează un interstiţiu uniform între anod şi catod, şi deci reproducerea formei catodice. Astfel piesa prelucrată devine aproximativ (cu abateri mici) negativul formei catodului.

Viteza de scoatere a metalului din piesă este o funcţie directă de viteza de circulaţie a electrolitului. Menţinerea constantă a vitezei electrolitului se realizează, fie prin menţinerea constantă a interstiţiului δ dintre piesă şi electrodul sculă, fie prin mărirea debitului de electrolit.

Varianta a doua prezintă dezavantajul că prin mărirea interstiţiului se micşorează densitatea de curent, conform relaţiei (21), pe de o parte, iar pe de altă parte, prin necesitatea introducerii unui sistem de autoreglare a debitului în timpul lucrului.

Deci se recomandă utilizarea primei variante, de menţinere constantă a vitezei de circulaţie a electrolitului.

Dacă interstiţiul nu se menţine constant, la un debit constant de electrolit, viteza variază şi, corespunzător, variază proporţional cu aceasta densitatea de curent.

Viteza de circulaţie a electrolitului, în zona de prelucrare, depinde de presiunea de intrare, care poate fi exprimată din relaţia lui Bernoulli :

$$Q = C_1\, C_2\, S \sqrt{\Delta p} \qquad (22)$$

în care :

Q este debitul de electrolit ;
C_1 — coeficientul de debit care este funcţie de forma secţiunii de curgere ;
C_2 — coeficientul funcţie de natura electrolitului ;
S — secţiunea de curgere.

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

unde :

p_1 şi p_2 sînt presiunile de intrare.

Dacă se exprimă debitul din ecuaţia continuităţii rezultă viteza de curgere :

$$V = C_1\, C_2 \sqrt{\Delta p}. \qquad (23)$$

Metode de prelucrare

În funcţie de regimul de curgere a electrolitului, cu viteză constantă sau variabilă, prelucrările electrochimice se pot grupa în următoarele trei grupe:

— prelucrarea cu viteza de curgere a electrolitului variabilă, fără avans al electrodului sculă, pornindu-se la un interstiţiu iniţial [5];

— prelucrarea cu viteză de curgere a electrolitului variabilă, pînă la stabilizarea procesului de prelucrare, cu viteza de avans constantă a electrodului sculă;

— prelucrarea cu viteza de curgere a electrolitului constantă, cu viteza de avans autoreglabilă.

Din cauză că productivitatea prelucrării este diferită de la o grupă la alta de prelucrare, se vor analiza particularităţile fiecărei grupe.

Prelucrarea fără avans al electrodului sculă

La prelucrarea unor piese cu adîncimi de pătrundere mici, pentru simplificarea instalaţiei de prelucrare, este mai avantajoasă metoda de prelucrare, fără avans al electrodului sculă. Exemple de astfel de prelucrări sînt debavurarea roţilor dinţate, a găurilor, a canalelor, marcarea etc.

În acest caz mărimea interstiţiului, funcţie de timpul de prelucrare, se poate determina pornind de la relaţia (15), scrisă sub formă diferenţială:

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{K}{\delta}.$$

Integrînd această ecuaţie, se obţine:

$$\delta d\delta = K dt$$

$$\int \delta \cdot d\delta = \int K\, dt \qquad (24)$$

$$\frac{\delta^2}{2} = K \cdot t + C.$$

Pentru determinarea constantei C se pun condiţiile iniţiale:

$$t = 0\,; \quad \delta = \delta_0\,,$$

ntroducînd în relaţia (24), se obţine:

$$C = \frac{\delta_0^2}{2}$$

şi relaţia (24) devine:

$$\delta = \sqrt{2\,Kt + \delta_0^2}\,. \qquad (25)$$

Dacă se reprezintă grafic această funcţie, care este o parabolă, se obţine variaţia interstiţiului în timp (fig. 4).

În funcţie de interstiţiul iniţial δ_0, care se adoptă la valoarea minimă care să evite scurtcircuitarea între anod şi catod şi adîncimea de prelucrat din diagramă sau relaţie, se determină timpul de prelucrare.

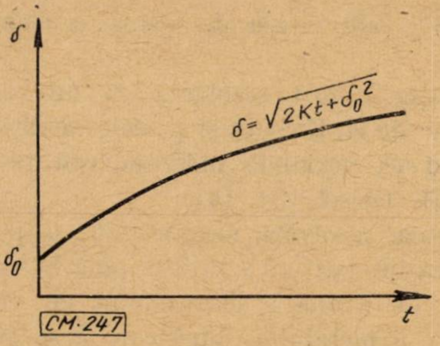


Fig. 4

Prelucrarea cu avans constant

Piesele cu adîncimi de prelucrare mari, care necesită un avans al electrodului sculă, sînt mult mai frecvente în construcţia de maşini, faţă de cele care nu necesită avans. Pentru simplificarea instalaţiei, se utilizează sisteme de avans al electrodului sculă cu viteze de avans constante în tot timpul prelucrării. Vitezele de avans sînt stabilite, în prealabil, funcţie de condiţiile de prelucrare şi de suprafaţa maximă de prelucrat.

În cazul prelucrării suprafeţelor complexe, secţiunea de lucru este variabilă şi deci variază şi densitatea de curent pentru o capacitate determinată a generatorului. Ca urmare interstiţiul variază şi deci variază viteza de curgere a electrolitului.

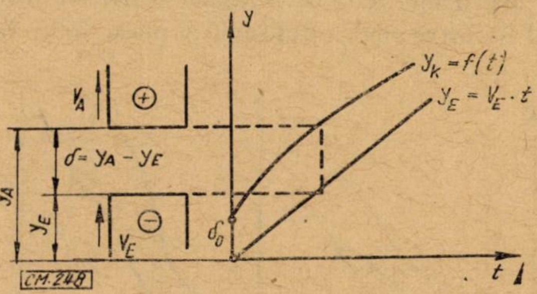


Fig. 5

Variaţia interstiţiului se produce şi la suprafeţele simple în cazurile cînd vitezele de avans ale electrodului sînt diferite de vitezele de scoatere a metalului din piesă, pînă la stabilizarea regimului de lucru.

Pe baza relaţiei (15), a notaţiilor din figura 5 şi considerînd ca variabilă y_A, se poate scrie relaţia:

$$y'_A = \frac{K}{y_A - y_E}\,; \qquad (26)$$

y_E fiind spaţiul parcurs de electrodul sculă în timpul t şi poate fi exprimat prin relaţia :

$$y_E = V_E \cdot t,$$

unde V_E este viteza de avans a electrodului sculă.

Ecuaţia a fost rezolvată cu un calculator analogic de H. Kubeth şi pe cale analitică, considerînd ca variabilă independentă pe y_A, de către H. Geisel [3], [4].

Pe baza rezolvării ecuaţiei (26) se poate observa că interstiţiul δ variază pînă la egalizarea vitezei de avans a electrodului cu viteza de scoatere a metalului, după care δ se păstrează constant.

Dacă la prelucrarea unor piese simple interstiţiul se stabilizează într-un timp relativ scurt de la începerea prelucrării, la piesele cu suprafaţă complexă, această stabilizare are loc în finalul prelucrării, cînd s-a copiat integral electrodul sculă pe piesă. Aceasta înseamnă că în tot timpul prelucrării instalaţia lucrează cu o productivitate inferioară valorii optime.

Prelucrarea cu avans variabil

În lucrare se studiază, pe lîngă prelucrările fără avans şi cu avans constant, şi prelucrarea cu avans variabil. Prelucrarea cu avans variabil are drept scop să menţină constant interstiţiul δ dintre electrodul sculă şi piesa de prelucrat şi, prin aceasta, menţinerea constantă a vitezei de curgere a electrolitului în zona de lucru, menţinerea constantă a densităţii de curent în limita capacităţii instalaţiei şi deci o exploatare mai raţională (productivitate maximă).

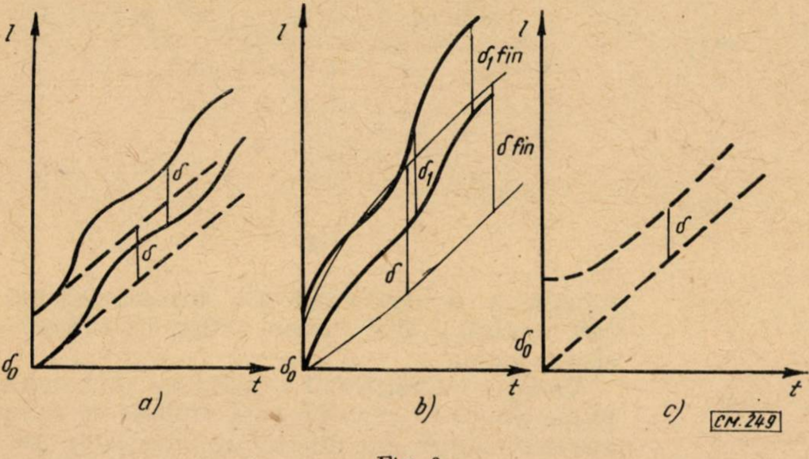


Fig. 6

În acest fel se înlătură dezavantajele metodelor precedente. În procesul de prelucrare apar trei cazuri diferite din punctul de vedere al corelaţiei dintre viteza de avans a electrodului sculă şi viteza de scoatere a materialului din piesa de prelucrat.

— Primul caz, cazul ideal, cînd viteza de avans este egală cu viteza maximă posibilă de scoatere a metalului în condiţii bine determinate (tipul şi concentraţia electrolitului, materialul piesei, temperatura în zona de lucru etc.). În acest caz, interstiţiul iniţial optim se menţine constant (fig. 6, *a*). La prelucrarea cu avans constant acest caz este posibil numai la prelucrarea pieselor simple cu suprafaţa de prelucrat constantă (reprezentat în figură cu linii întrerupte).

La prelucrarea cu avans variabil păstrarea constantă a interstiţiului optim este posibilă şi la suprafeţe cu secţiune variabilă (reprezentat în figură cu linii continue).

— În cazul al doilea, viteza de avans stabilită pentru suprafaţa maximă este inferioară vitezei de scoatere maximă posibilă care se poate atinge numai la începutul prelucrării, cînd secţiunea de prelucrare este mică. Interstiţiul iniţial, care poate fi egal cu interstiţiul optim, se măreşte pînă la o valoare a interstiţiului pentru care viteza de scoatere a metalului este egală cu viteza de avans, calculată pentru suprafaţa maximă (fig. 6, *b*). Acest caz este posibil la prelucrarea cu avans constant a suprafeţelor complexe. Variaţia interstiţiului, reprezentată cu linii continue subţiri, se produce pînă la stingerea interstiţiului final.

La prelucrarea cu avans variabil a suprafeţelor complexe interstiţiul de lucru se menţine constant şi egal cu interstiţiul optim (iniţial), pînă în momentul atingerii capacităţii generatorului (reprezentat în figură cu linii continue groase).

— În cazul al treilea, cînd interstiţiul iniţial este mai mare decît interstiţiul determinat de viteza de avans şi viteza maximă posibilă de scoatere a metalului, acesta se micşorează, ajungînd la o valoare determinată de condiţiile de lucru (capacitatea generatorului, mărimea suprafeţei etc.). Acest caz se poate întîlni numai la prelucrarea cu avans constant (fig.6,*c*.).

Pornind de la relaţia (26) şi ţinînd seamă de figura 5, se poate scrie :

$$y'_A = \frac{K}{\delta}.$$

În cazul prelucrării cu viteză de avans constantă şi egală cu viteza de scoatere maximă posibilă pentru condiţiile determinate, δ devine interstiţiul minim şi deci optim (δ_0).

Numai pentru cazul interstiţiului minim cînd raportul K/δ are valoarea maximă şi deci viteza de scoatere maximă, se poate realiza exploatarea raţională cu o productivitate maximă a instalaţiei.

Studiul, proiectarea şi construcţia instalaţiei de prelucrare

Pe baza elementelor studiate anterior s-a trecut la studiul, proiectarea şi realizarea unei instalaţii de prelucrat electrolitic.

Ţinîndu-se seamă de faptul că prelucrarea se face în prezenţa unor electroliţi puternic corosivi s-au studiat materiale conducătoare şi neconducătoare de electricitate, capabile să reziste electroliţilor şi să prezinte proprietăţi cît mai bune de aşchiere.

Modul de studiu şi rezultatele obţinute au fost publicate în lucrarea [1].

Pe baza principiului prelucrării electrolitice instalaţia de prelucrare trebuie să cuprindă următoarele părţi principale : agregatul pentru obţinerea curentului continuu, sistemul de circulaţie a electrolitului, sistemul de avans, dispozitivul de lucru. În continuare, vor fi analizate părţile componente amintite ale instalaţiei.

Agregatul (fig. 7) se compune din motorul electric de curent alternativ *1*, generatorul de curent continuu *2* şi tabloul de comandă şi protecţie *3*. Toate aceste părţi se compun din elemente standardizate, care pot fi procurate din industria indigenă.

Procedeul de prelucrare electrolitică necesită viteze mari de circulaţie a electrolitului, iar la piese cu suprafaţă mare şi debite mari se impune folosirea unui sistem de pompare corespunzător. De asemenea trebuie avut în vedere şi faptul că electrolitul este puternic corosiv. Vitezele de circulaţie a electrolitului în zona de lucru fiind mari (pînă la 50 m/s) impun presiuni de intrare ridicate (pînă la 20 kgf/cm²).

Deoarece electrolitul este un lichid cu proprietăţi de onctuozitate reduse, pentru a reduce frecările din pompă este necesar ca elementele de etanşare să fie executate din materiale rezistente la soluţii, cît mai simple şi uşor de executat. Aceste condiţii sînt cel mai bine îndeplinite de pompele cu pistoane cu mişcare alternativă. Astfel, s-au proiectat şi executat două tipuri de pompe: unul pentru debite mici, necesare la prelucrarea pieselor cu dimensiuni mici şi altul pentru debite şi presiuni mari, necesare la prelucrarea pieselor mari.

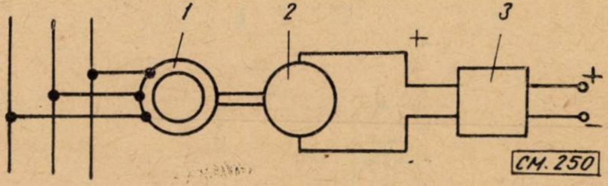


Fig. 7

Părţile componente ale sistemului de circulaţie a electrolitului (fig. 8) sînt următoarele : pompa *1*, acumulatorul hidropneumatic *2* pentru uniformizarea debitului, supapa maximală *3*, filtrul *4*, manometrul *5*, robinetul de pornire-oprire *6*, rezistenţa variabilă *7*, manometrul *8*, pentru citirea presiunii de intrare în zona de lucru, cuva de lucru *9*, rezervorul de lichid *10*.

Pompa pentru debite mici este o pompă cu acţionare şi comandă pneumatică, brevetată de autori cu brevet nr. 48.042.

Pompa pentru debite mari este o pompă cu acţionare mecanică cu sistem bielă manivelă, cu cilindri de lucru, cu simplu sau dublu efect, funcţie de mărimea debitului şi a presiunii necesare. Aceste pompe, fiind pompe cu debit

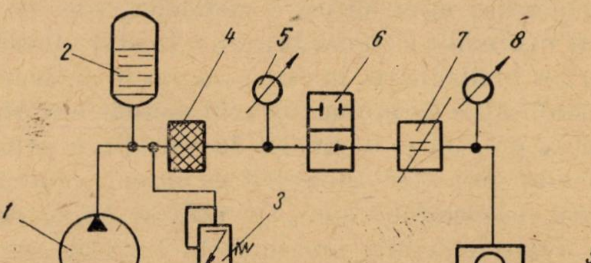


Fig. 8

constant, trebuie prevăzute cu supape maximale.

Pentru instalaţia experimentală din laborarul Catedrei de tehnologia construcţiilor de maşini s-a proiectat şi realizat o pompă cu doi cilindri, cu simplu efect, cu debit teoretic

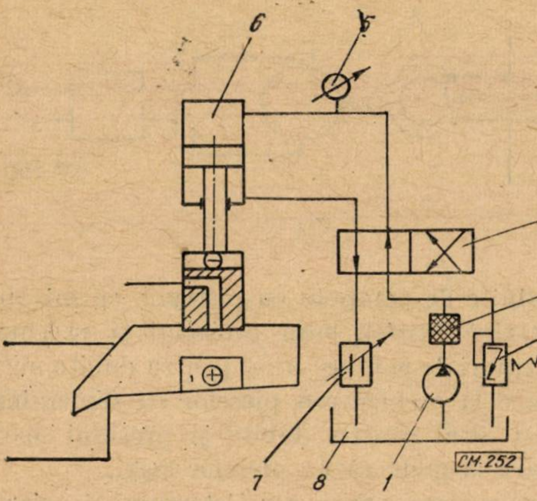


Fig. 9

maxim de 120 l/min. Construcţia pompei fiind clasică nu se insistă asupra construcţiei şi funcţionării ei.

Celelalte elemente ale sistemului de circulaţie a electrolitului au fost executate din materiale rezistente la soluţiile de electrolit; din oţeluri anticorosive-părţile metalice — şi din materiale plastice pe bază de P.V.C. pentru părţile izolante.

Corespunzător etapelor de cercetare privind prelucrarea electrolitică a metalelor, s-au studiat mai multe sisteme de avans. În etapa încercărilor preliminarii, în care s-au pus în evidenţă posibilităţile de prelucrare prin metoda electrolitică, precum şi domeniul de variaţie a parametrilor principali (densităţi de curent, concentraţii de electrolit etc.), s-a utilizat un sistem de avans mecanic, prezentat în lucrările precedente.

Pentru etapele de studiu ulterioare, apropiate condiţiilor de lucru pe scară industrială, s-au utilizat sistemele de avans hidraulic cu viteza constantă şi variabilă. Aceste sisteme sînt apropiate ca structură. Sistemul de avans cu viteză variabilă are un element în plus faţă de sistemul de avans constant, care realizează autoreglarea avansului. Sistemul cu autoreglare a vitezei de avans, fiind propus pentru brevetare, nu va fi tratat în prezenta lucrare.

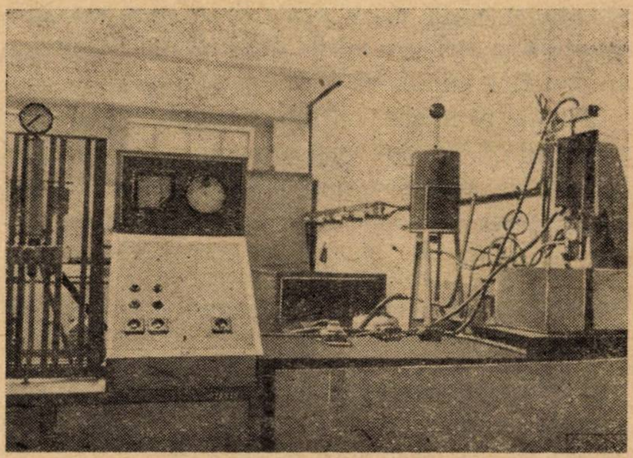


Fig. 10

Părţile componente ale sistemului de avans (fig. 9) sînt următoarele: pompa cu roţi dinţate *1*, supapa maximală *2*, filtrul *3*, distribuitorul cu sertar *4*, manometrul *5*, motorul hidraulic cu piston *6*, rezistenţa variabilă *7*, rezervorul de lichid *8*.

Pe instalaţia proiectată şi încercată în cadrul laboratorului (fig. 10) s-au făcut prelucrări pe diverse tipuri de matriţe şi debavurări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crişan, S.* şi *Ivan, TM.* — Prelucrarea electrolitică, o nouă metodă de prelucrare a metalelor. In: Construcţia de Maşini, nr. 10, 1966.

[2] *Crişan, S. Rusan, G. Ivan, M.* — Contribuţii asupra prelucrării electrolitice a materialelor greu aşchiabile. Braşov, Sesiunea ştiinţifică republicană, 1965.

[3] *Kubeth, H.* Der Abbildungsvorgang zwischen Werkzeugelektrode und Werkstück beim elektrochemischen Senken. Aachen, (lucrare de doctorat). 1965.

[4] *Geisel, H.* Variaţia în timp a interstiţiului de prelucrare la adîncirea electrolitică.

Werkstatt und Betrieb, nr. 12, dec 1966, p. 845—846.

[5] *Crişan, S.* şi *Ivan M.* Găurirea, strunjirea şi debavurarea electrolitică, metode moderne de prelucrarea metalelor. In: Construcţia de Maşini, nr. 11, 1966.

CZ 621–233

Calculul aproximativ al randamentului mecanismelor cu bare

Ing. Anghel RAICU – Institutul de construcţii – Bucureşti

Din punct de vedere energetic, calitatea unei maşini este apreciată prin randament, definit de relaţia :

$$\eta = \frac{W_{rt}}{W_m} = 1 - \frac{W_{rf}}{W_m}, \qquad (1)$$

unde :

W_{rt} este lucrul mecanic necesar învingerii rezistenţelor productive (tehnologice) ;

W_{rf} — lucrul mecanic al forţelor neproductive (de frecare, rezistenţa mediului etc.) ;

W_m — lucrul mecanic al forţelor motoare.

Valorile mărimilor W_{rf} şi W_m trebuie calculate pentru un ciclu energetic sau un număr întreg de cicluri energetice. Altfel relaţia dă abateri faţă de situaţia reală deoarece dacă se calculează pe fracţiuni de ciclu, lucrul mecanic al forţelor de greutate şi al forţelor de inerţie nu mai este nul.

Noţiunea de randament este specifică fazei de regim a mişcării maşinii şi se exprimă practic în funcţie de puterile medii corespunzătoare, calculate pe un ciclu energetic.

Pentru determinarea randamentului cu relaţia (1), dificultatea constă în determinarea puterii medii consumate de forţele tehnologice, respectiv de forţele de frecare (dacă se subînţelege prin W_{rf} numai lucrul mecanic al forţelor de frecare). Fiecare poziţie a mecanismului este caracterizată printr-o anumită stare de viteze unghiulare relative şi de reacţiuni în cuple care depind de unghiurile de transmitere, ceea ce complică mult calculele. Este deci necesar să se calculeze puterea necesară învingerii forţelor de frecare în diverse poziţii ale manivelei şi apoi să se stabilească, pe baza aceasta, puterea medie consumată prin frecare. În literatura tehnică sînt date diferite metode grafice şi analitice pentru rezolvarea acestei probleme. Cea mai indicată metodă şi care dă rezultate suficient de exacte este metoda grafo-analitică. Pentru mecanismele plane, această metodă constă în următoarele operaţii :

— se determină reacţiunile în cuple fără a ţine seamă de forţele de frecare;

— se determină forţele de frecare în cuplele de translaţie şi momentele de frecare în articulaţii cu formulele cunoscute :

$$F = \mu N;\ M = \mu r R; \qquad (2)$$

— pe baza poligoanelor de viteze se stabilesc sensurile;

— se calculează puterea consumată prin frecare :

$$P_f = |\Sigma\ (\overline{F}_i\ \overline{v}_i + \overline{M}_i\ \omega_i)\ . \qquad (3)$$

În cazul mecanismului patrulater din figura 1 se obţine :

$$P_f = M_0\,\omega_1 + M_A\,\omega_{12} + M_B\,\omega_{23} + M_C\,\omega_3; \qquad (4)$$

— se trasează apoi diagrama $P_f = P_f\,(\varphi)$; se determină puterea medie consumată prin frecare, printr-o metodă oarecare, şi se calculează randamentul.

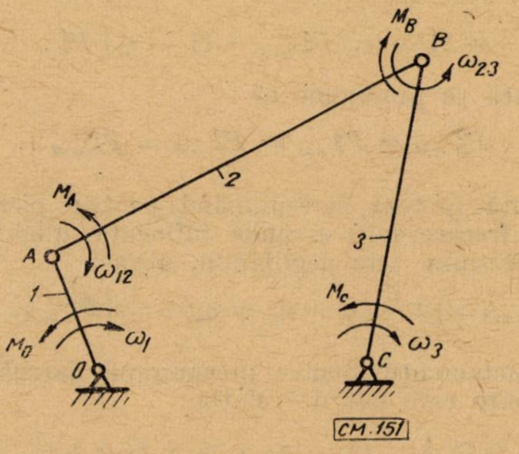


Fig. 1

După cum se observă, metoda comportă operaţii multe şi se aplică după ce mecanismul a fost proiectat. Din acest motiv, proiectanţii evită aceste calcule şi apreciază randamentul după mecanisme similare existente pentru care randamentul a fost determinat experimental. Dar nu totdeauna proiectantul poate să găsească mecanisme similare.

Pentru unele mecanisme, cum sînt mecanismele cu roţi dinţate, mecanismele cu came etc., sînt date în literatură şi formule de calcul. Pentru mecanismele cu bare însă nu se cunosc relaţii (nici aproximative) pentru calculul randamentului şi de aceea se recurge la date experimentale.

Dată fiind această situaţie şi pentru că randamentul trebuie totuşi evaluat în faza de proiectare, în cele ce urmează se va da o relaţie aproximativă pentru calculul randamentului unui mecanism cu bare.

În literatura tehnică există suficient material referitor la randamentul diferitelor tipuri constructive de cuple cinematice cum sînt lagărele de alunecare, rulmenţii, ghidajele prismatice etc. Randamentul cuplelor se poate deci aprecia relativ uşor în funcţie de anumite condiţii constructive şi funcţionale.

Din relaţia de definiţie a randamentului:

$$\eta = 1 - \frac{P_{f\ med}}{P_{m\ med}}, \qquad (5)$$

dacă se apreciază η pentru o anumită cuplă cinematică se deduce:

$$P_{f\ med} = (1 - \eta)\, P_{m\ med}. \qquad (6)$$

Relaţia (4), valabilă pentru mecanismul patrulater, se mai poate scrie şi sub forma:

$$P_{f\ med} = P^{O}_{f\ med} + P^{A}_{f\ med} + P^{B}_{f\ med} + P^{C}_{f\ med}, \qquad (7)$$

care folosind relaţia (6) devine:

$$P_{f\ med} = (1 - \eta_0)\, P^{O}_{m\ med} + (1 - \eta_A)\, P^{A}_{m\ med} + (1 - \eta_B)\, P^{B}_{m\ med} + (1 - \eta_C)\, P^{C}_{m}. \qquad (8)$$

Dacă se presupune că:

$$P^{O}_{m\ med} = P^{A}_{m\ med} = P^{B}_{m\ med} = P^{C}_{m\ med}, \qquad (9)$$

această ipoteză corespunzînd pentru pierderi prin frecare mici şi unde influenţa unghiului de presiune este neglijabilă, atunci:

$$P_{f\ med} \simeq [4 - (\eta_C + \eta_A + \eta_B + \eta_C)]\, P^{O}_{m\ med}, \qquad (10)$$

şi randamentul pentru mecanismul patrulater cu bare este dat de relaţia:

$$\eta_4 \simeq 1 - [4 - (\eta_O + \eta_A + \eta_B + \eta_C)]. \qquad (11)$$

Randamentul calculat cu expresia (11) este inferior celui real datorită ipotezei date de expresia (9) unde pentru $P^{A}_{m\ med}$, $P^{B}_{m\ ed}$ şi $P^{C}_{m\ med}$ s-au considerat valori mai mari şi anume $P^{O}_{m\ med}$.

În anumite condiţii, relaţia (11) poate fi adusă la o formă mai simplă. Astfel, dacă se presupune că:

$$\eta_O = \eta_B = \eta_B = \eta_C = \eta, \qquad (12)$$

atunci:

$$\eta_4 \simeq 4\eta - 3. \qquad (13)$$

Se poate observa că, în acest caz, mecanismul se blochează pentru valori ale randamentului cuplelor $\eta \leqslant 0{,}75$ ceea ce, evident, nu corespunde realităţii. Relaţiile (11) şi (13) sînt valabile numai pentru valori ridicate ale randamentului articulaţiilor mecanismului, adică pentru valori apropiate de limita superioară. Cu cît randamentele articulaţiilor sînt mai mici, cu atît abaterea este mai mare, deoarece ipoteza (şi condiţia în acelaşi timp) dată de (9) nu mai este respectată nici măcar aproximativ.

În ipotezele relaţiei (13), o imagine grafică a domeniului în care aproximaţia este bună apare în figura 2. Relaţia (13) este redată prin dreapta *d*, iar variaţia randamentului global real al mecanismului este redată prin curba *c* a cărei alură este necunoscută, dar satisface neapărat condiţiile limită:

$$\eta = 0 \Rightarrow \eta_g = 0,$$
$$\eta = 1 \Rightarrow \eta_g = 1.$$

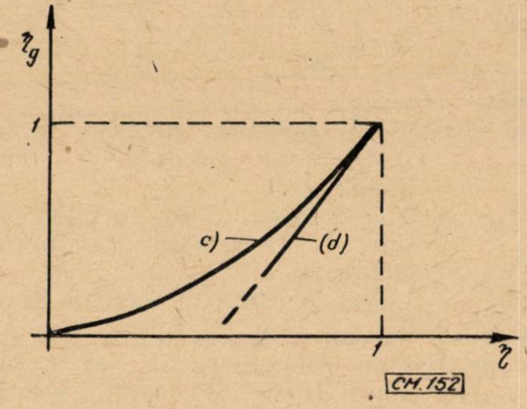


Fig. 2

După cum se observă, relaţia (13) satisface numai condiţia de limită superioară, ceea ce indică şi domeniul în care aceasta poate fi utilizată. Cu cît randamentul articulaţiilor este mai mic, cu atît diferenţa între *c* şi *d* este mai mare.

Faţă de expresia (13), expresia (11) are valabilitate mai largă în sensul că unul din randamentele lagărelor poate lua orice valoare în domeniul de existenţă, însă cu condiţia ca toate celelalte randamente să aibă valori ridicate, apropiate de limita superioară.

Cu aceleaşi ipoteze, expresia (13) poate fi generalizată pentru un mecanism cu n cuple:

$$\eta_n = n\eta - (n - 1). \qquad (14)$$

Sub forma aceasta, relaţia scoate în evidenţă un lucru cunoscut şi anume că, cu cît mecanismul are mai multe cuple în structura sa, cu atît randamentul este mai mic. Pentru demonstraţie se consideră randamentele:

$$\left.\begin{aligned} \eta_n &= n\eta - (n - 1) \\ \eta_{n+1} &= (n + 1)\,\eta - n \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

şi se arată că totdeauna:

$$\eta_n > \eta_{n+1}. \qquad (16)$$

Întrucît s-a presupus că randamentele cuplelor sînt aceleaşi din expresia (15), se deduce:

$$\eta = \frac{\eta_n + (n - 1)}{n} = \frac{\eta_{n+1} + n}{n + 1} \qquad (17)$$

şi de aici:

$$\frac{n+1-\frac{1}{\eta_n}}{n} = \frac{\eta_{n+1}}{\eta_n} < 1, \tag{18}$$

deoarece $1/\eta_n > 1$. Inegalitatea $\eta_n > \eta_{n+1}$ este deci satisfăcută totdeauna. Reprezentarea grafică (fig. 3) a expresiei (15) demonstrează de asemenea veridicitatea expresiei (16).

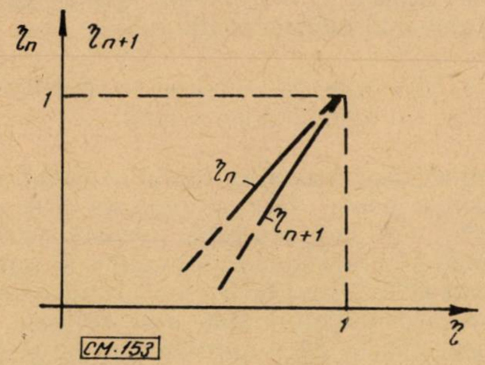


Fig. 3

În concluzie, randamentul unui mecanism cu bare poate fi evaluat aproximativ cu o relaţie de forma (11) a cărei expresie generală este:

$$\eta_n \simeq 1 - [n - \Sigma\eta_i], \tag{19}$$

unde η_i este randamentul cuplei i din lanţul cinematic.

Dacă randamentele cuplelor se consideră egale, atunci se poate utiliza relaţia (14).

În ambele cazuri, se obţine pentru randamentul astfel evaluat, valori inferioare celor reale.

Relaţiile indicate, deşi aproximative, au marele avantaj că permit evaluarea randamentului în faza de proiectare şi anume în faza în care proiectul mecanismului nu este încă definitivat. Proiectantul, cu randamentul astfel evaluat, poate efectua bilanţul energetic şi deci poate cunoaşte puterea transmisă la arborele condus, necesară pentru determinarea forţelor şi momentelor şi în calculele de rezistenţă. Altfel, necunoaşterea nici aproximativă a randamentului implică efectuarea calculelor la puterea maximă (la puterea motorului), ceea ce conduce la supradimensionarea, în special, a elementelor mecanismelor finale din lanţul cinematic complex.

Utilizarea relaţiilor date în lucrare cere multă precauţie din partea proiectantului deoarece acesta trebuie să aprecieze dacă ipotezele (condiţiile) în care au fost deduse relaţiile pot fi satisfăcute de maşina ce urmează a fi proiectată. Valorile randamentului articulaţiilor, o dată admise, implică utilizarea unor soluţii constructive adecvate pentru lagăre care să realizeze aceste valori admise. Abaterea între valoarea randamentului efectiv şi cel admis iniţial, evident, nu trebuie să fie prea mare. Dar, ceea ce constituie un avantaj al relaţiilor este faptul că această abatere poate fi şi negativă, adică randamentul real al articulaţiilor poate fi mai mic decît cel admis fără ca rezultatul în ansamblu să fie influenţat negativ pentru că, aşa cum s-a arătat anterior, valoarea randamentului obţinută cu oricare din relaţiile date este inferioară celei reale.

Exemplele ce urmează au menirea de a constitui un mijloc de comparaţie între rezultatele obţinute cu relaţiile propuse şi rezultatele obţinute prin metodele clasice şi relativ exacte.

În lucrarea [2] se determină randamentul unui mecanism patrulater ale cărui caracteristici dimensionale şi funcţionale sînt date în figura 4. Coeficientul de frecare în cuple este admis la $\mu = 0{,}05$. Determinarea randamentului se face prin metoda grafoanalitică, a cărei desfăşurare este redată pe scurt la începutul lucrării şi valorile obţinute sînt:

$\eta_4 = 0{,}972$ — dacă randamentul se calculează cu ajutorul forţelor medii reduse şi

$\eta_4 = 0{,}966$ — dacă randamentul se calculează cu ajutorul puterilor medii.

Diferenţa între cele două valori provine din calculele şi construcţiile grafice.

Pentru evaluarea randamentului mecanismului, cu relaţia (13) trebuie admisă o valoare pentru η, adică pentru randamentul unei articulaţii. Din indicaţia că $\mu = 0{,}05$ se poate trage concluzia că proiectantul realizează lagăre cu randament mare, astfel că se poate accepta $\eta \simeq 0{,}99$; rezultă deci:

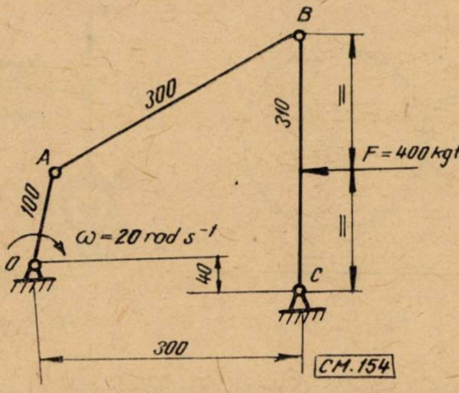


Fig. 4

$$\eta_4 = 4\eta - 3 = 4 \times 0{,}99 - 3 = 0{,}96\,.$$

După cum era şi firesc, valoarea obţinută este inferioară celor calculate relativ exact prin metoda grafo-analitică, iar abaterea este destul de mică deoarece s-a ales pentru η o valoare apropiată de limita superioară.

În cazul unui mecanism bielă-manivelă, randamentul se poate evalua cu relaţia (11). Dacă se utilizează notaţiile din figura 5 atunci se poate admite:

$\eta_0 = 0{,}995$ — în ipoteza că în 0 este un lagăr cu rulment;
$\eta_A = \eta_B = 0{,}99$ — în ipoteza că în butonul manivelei şi la bolţul bielei sînt lagăre cu alunecare cu ungere bună;
$\eta_C = 0{,}85$ — în ipoteza că mecanismul bielă-manivelă se caracterizează prin λ mare şi este asigurată ungerea ghidajului.

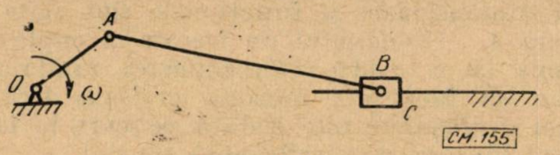


Fig. 5

Cu aceste valori admise, rezultă pentru randamentul mecanismului:

$$\eta = 1 - [4 - (0{,}995 + 2 \times 0{,}99 + 0{,}85)] = 0{,}825 .$$

Relaţia (19) mai poate fi folosită şi pentru evaluarea aproximativă a randamentului mecanismelor cu cuple superioare. Ca exemplu, se consideră angrenajul din figura 6. În acest caz, pentru $n = 3$, relaţia (19) capătă forma:

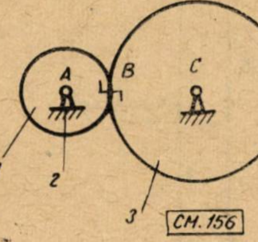


Fig. 6

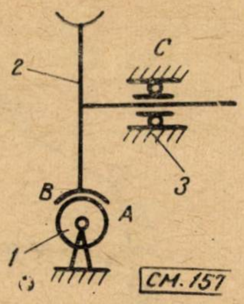


Fig. 7

$$\eta = 1 - [3 - \eta_A - \eta_B - \eta_C] .$$

Dacă se presupune că $\eta_A = \eta_C = 0{,}995$ şi $\eta_B = 0{,}98$, atunci:

$$\eta = 1 - [3 - 0{,}995 - 0{,}995 - 0{,}98] = 0{,}97 .$$

Un alt exemplu, în care însă randamentul unei cuple este redus şi relaţia (19) îşi păstrează valabilitatea, este redat prin figura 7.

Dacă se aproximează randamentul angrenajului melc-roată melcată prin $\eta_B = 0{,}55$, iar la lagăre se admite $\eta_A = \eta_C = 0{,}99$, atunci randamentul global al mecanismului este:

$$\eta_3 = 1 - [3 - \eta_A - \eta_B - \eta_C] = 1 - 3 + 0{,}99 + 0{,}55 + 0{,}99 = 0{,}53 .$$

În concluzie, evaluarea randamentului unui mecanism se poate face cu expresia (19), dată sub forma cea mai generală. Această expresie aproximează randamentul în minus şi aproximaţia este cu atît mai bună cu cît randamentele cuplelor mecanismului sînt mai ridicate. De asemenea, relaţia dă o aproximaţie bună şi în cazul în care o cuplă are randament scăzut dar toate celelalte au randament ridicat.

Relaţia (19) este valabilă pentru determinarea aproximativă a randamentului numai a unui mecanism. Dacă există un lanţ de mecanisme, atunci, după cum legătura este în serie, paralel sau mixtă, se folosesc relaţiile corespunzătoare, binecunoscute în literatura tehnică de specialitate, după ce în prealabil s-au determinat randamentele mecanismelor componente.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manolescu, N. I.* şi *Maroş, D.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi dinamica. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.
[2] *Manolescu, N. I.* şi col. Probleme de teoria mecanismelor şi a maşinilor, vol. II. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.
[3] *Dragnea, Ov.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.
[4] *Artobolevski, I. I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1955.
[5] *Conţiu, Tr.* Culegere de probleme din teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1957.
[6] *Silianu, E.* şi *Boru, M.* Culegere de probleme de teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi dinamica. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1961.
[7] *Iudin, V. A.* şi *Petrokas, L. V.* Teoria mehanizmov i maşin. Vîsşaia şkola, 1967.
[8] *Kojevnikov, S. N.* şi col. Dinamica maşin. Moscova, 1966.

térfogat.növ. kilőtt

CZ 621–219.2

lehetőség hordérő

Posibilităţi de creştere a capacităţii portante a ghidajelor hidrostatice

vezetékeinek

Dr. ing. Mircea ROMANIŢĂ —Fabrica de maşini-unelte şi agregate—Bucureşti

Principala valoare în funcţie de care se calculează parametrii funcţionali ai unui ghidaj hidrostatic, a cărei schemă de principiu este indicată în figura 1, o constituie raportul presiunilor de după şi dinainte de drosel,

$$p_1/p_0,\left(\frac{p_1}{p_0}=\frac{1}{2}\div\frac{3}{4}\right).$$

Valoarea sarcinii în raport de grosimea peliculei de lubrifiant şi a caracteristicilor constructive ale ghidajului şi droselului se determină teoretic cu relaţia [2] :

$$P = A\cdot f_A\cdot p_0\,\frac{\dfrac{C}{R_0}}{h^3+\dfrac{C}{R_0}} \qquad (1)$$

$$A = B.L.$$

$$\frac{C}{R_0}=\frac{0{,}074\cdot d_0^4}{l_0\left(\dfrac{l}{B-b}+\dfrac{b}{L-l}\right)} \qquad (2)$$

$$h=\sqrt[3]{\frac{C}{R_0}\left(\frac{p_0}{p_1}-1\right)} \qquad (3)$$

unde :

f_A — coeficientul de arie care ţine seamă de variaţia liniară a presiunii de-a lungul ghidajului [1, 2];

$B, L, l, b,$ — dimensiunile geometrice ale ghidajului, cm;

l_0, d_0 — lungimea şi diametrul orificiului droselului, cm;

h — grosimea filmului de lubrifiant, cm.

Relaţiile de mai sus nu ţin însă seamă de micro şi macro geometria suprafeţelor de ungere şi ca urmare valorile practice diferă de cele teoretice aşa cum se poate observa din figura 2.

Datorită acestui fapt relaţiile teoretice trebuie corectate cu un coeficient determinat experimental a cărei valoare este redată în figura 3.

$$h_{real} = K_h\cdot h_{teor}. \qquad (4)$$

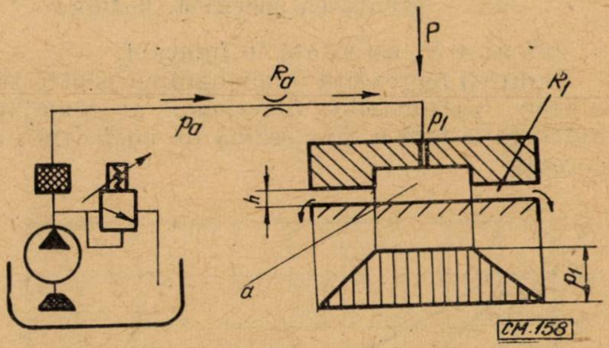


Fig. 1

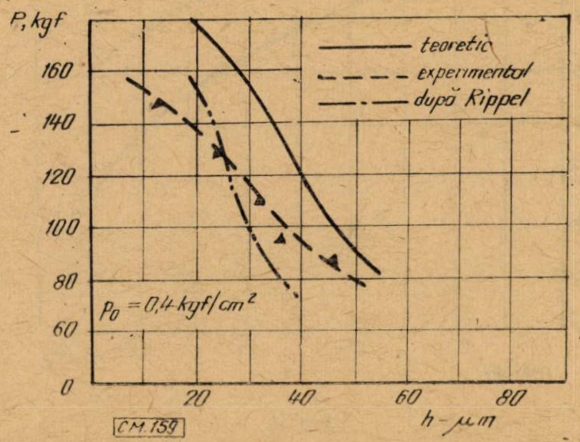


Fig. 2

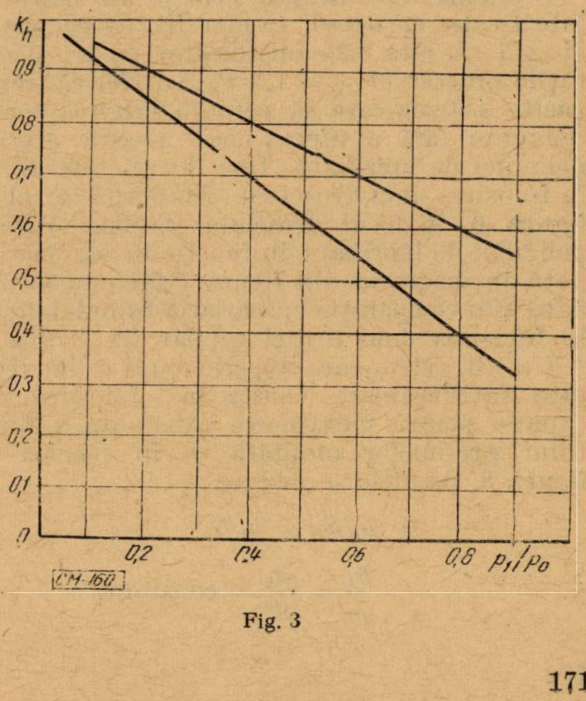


Fig. 3

În mod similar se procedează pentru calculul debitului :

$$Q_{teor.} = P_1 \frac{h^3 \left(\dfrac{l}{B-b} + \dfrac{b}{L-l} \right)}{0{,}51 \cdot \nu \cdot \gamma\, 10^{-7}} \text{ cm}^3/\text{min} \quad (5)$$

$$Q_{real} = K_Q \cdot Q_{teor.} \,. \quad (6)$$

unde : ν — viscozitatea cinematică a lubrifiantului, cm^3/s ;

γ — greutatea specifică, kgf/dm^3.

Valoarea K_Q este dată în figura 4.

Figura 5 reprezintă o nomogramă pentru stabilirea parametrilor funcţionali ai ghidajului hidrostatic fără a ţine seamă de coeficienţii de corecţie.

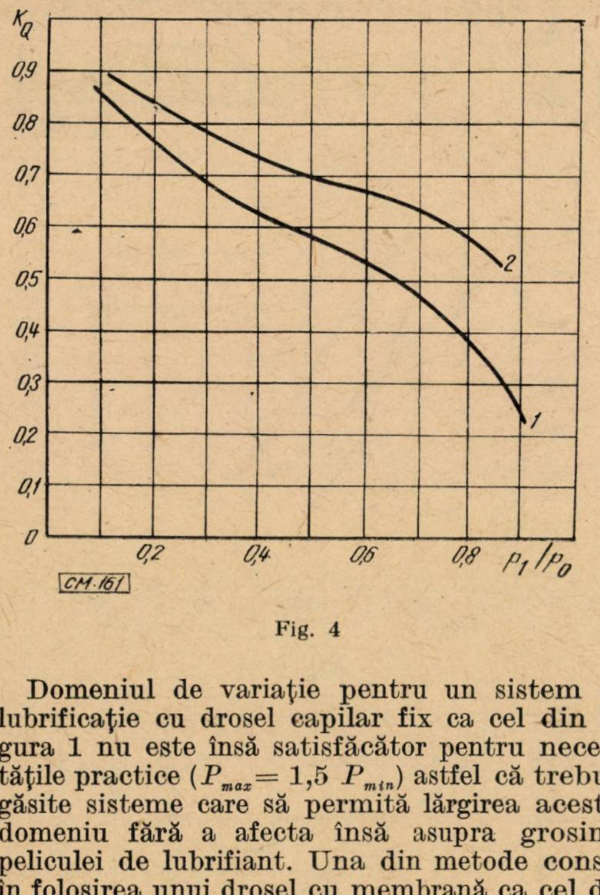


Fig. 4

Domeniul de variaţie pentru un sistem de lubrificaţie cu drosel capilar fix ca cel din figura 1 nu este însă satisfăcător pentru necesităţile practice ($P_{max} = 1{,}5\ P_{min}$) astfel că trebuie găsite sisteme care să permită lărgirea acestui domeniu fără a afecta însă asupra grosimii peliculei de lubrifiant. Una din metode constă în folosirea unui drosel cu membrană ca cel din figura 6, în locul droselului capilar. Variaţia peliculei de lubrifiant în funcţie de sarcină este dată în diagrama din figura 7 făcîndu-se totodată şi o comparaţie cu variaţia filmului de ulei la folosirea unui drosel capilar fix (curba 2).

Un alt sistem care experimental a dat rezultate satisfăcătoare constă în folosirea unei supape pentru menţinerea constantă a raportului presiunilor montată ca în schema din figura 8, de unde se deduce :

$$p_0 S_0 = p_1 S_1 \quad (7)$$

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{S_0}{S_1} = \text{constant.} \quad (8)$$

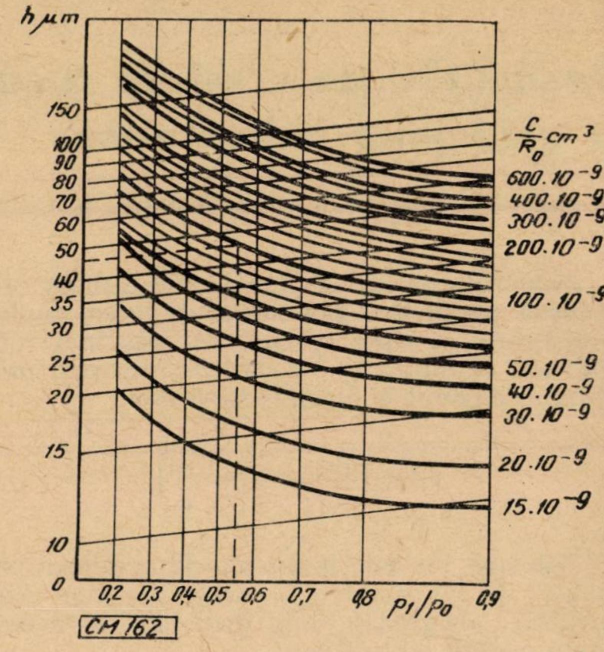


Fig. 5

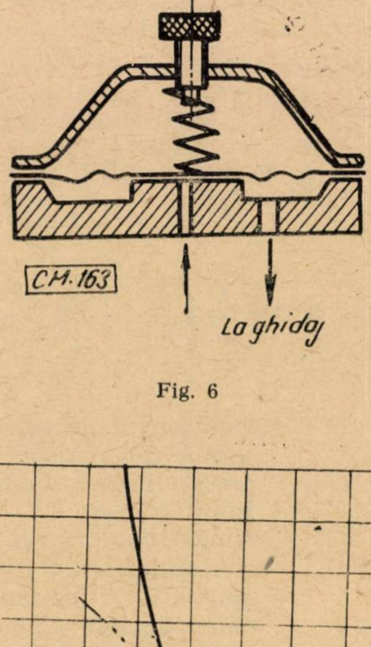


Fig. 6

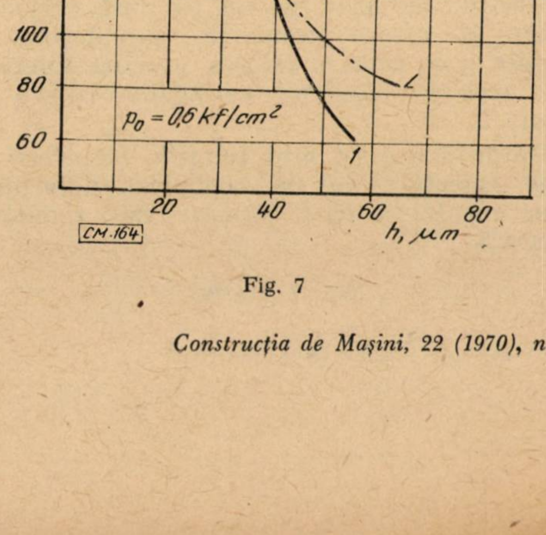


Fig. 7

În aceste condiţii se observă că presiunea de alimentare poate avea o valoare mult mai mare decît presiunea $p_{1\,min}$ necesară susţinerii sarcinii minime P_{min}, respectiv mai mare decît $p_{0\,min}$.

$$p_a = p_{0\,min}\,\psi \tag{9}$$

În această relaţie ψ este coeficientul care indică creşterea capacităţii portante şi are o valoare arbitrară la îndemîna proiectului, permiţînd o creştere substanţială a portanţei ghidajului :

$$P_{min} = \frac{1}{2}\,A\cdot f_A\cdot p_{0\,min} \tag{10}$$

$$P_{max} = \frac{3}{4}\,A\cdot f_A\;\psi\,p_{0\,min} \tag{11}$$

$$\frac{P_{max}}{P_{min}} = 1{,}5\;\psi. \tag{12}$$

Pentru o sensibilitate cît mai mare a aparatajului utilizat (drosel cu membrană, supapă de raport de presiune) se recomandă ca acesta să fie plasat cît mai aproape de punctele de alimentare a buzunarului astfel ca pierderile hidraulice să fie minime.

Sînt situaţii frecvente care se întîlnesc în practică, cînd ghidajele deschise nu se pot utiliza, fiind necesară preluarea de organul mobil a unor sarcini avînd o direcţie oblică faţă de planul ghidajelor, sau momente de răsturnare. În aceste situaţii se folosesc ghidaje hidrostatice închise a căror schemă este reprezentată în figura 9.

Condiţia de echilibru a unui astfel de ghidaj este :

$$P = A_1\cdot f_{A1}\cdot p_1 - A_2\,f_{A2}\cdot p_2. \tag{13}$$

Capacitatea portantă a ghidajului hidrostatic închis se determină în funcţie de rigidităţile maximă şi minimă a celor două pelicule corespunzătoare ghidajului principal şi a celui suplimentar după aceleaşi reguli folosite la ghidajele deschise [2] :

$$\begin{aligned} p_{1\,max} &= p_{2\,max} = \frac{3}{4}\,p_0 \\ p_{1\,min} &= p_{2\,min} = \frac{1}{2}\,p_0. \end{aligned} \tag{14}$$

Folosind aceste valori în (13) se obţine :

$$P_{max} = \frac{p_0}{2}\left(\frac{3}{2}\,A_1 f_{A1} - A_2\,f_{A2}\right)$$

$$P_{min} = \frac{p_0}{2}\left(A_1\cdot f_{A1} - \frac{3}{2}\,A_2 f_{A2}\right)$$

notînd :

$$K = \frac{A_2\cdot f_{A2}}{A_1\cdot f_{A1}} \tag{15}$$

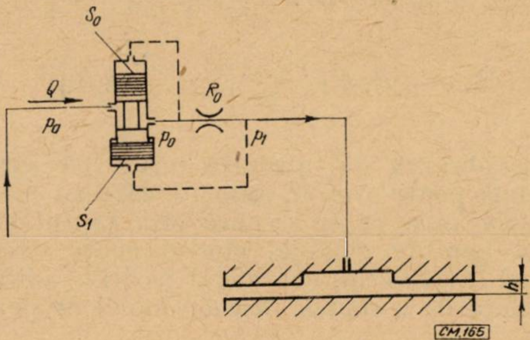


Fig. 8

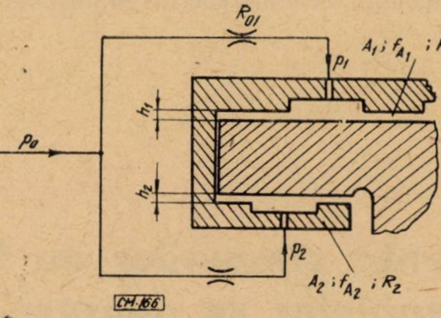


Fig. 9

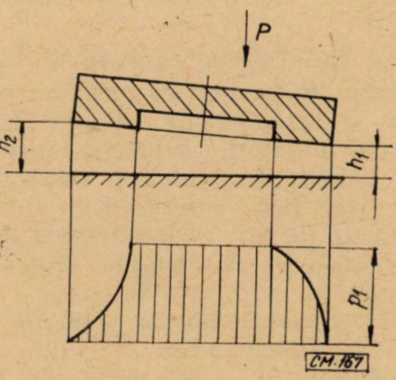


Fig. 10

$$P_{max} = A_1\cdot f_{A1}\,\frac{p_0}{2}\left(\frac{3}{2} - K\right) \tag{16}$$

$$P_{min} = A\cdot f_{A1}\,\frac{p_0}{2}\left(1 - \frac{3}{2}\,K\right) \tag{17}$$

$$\frac{P_{max}}{P_{min}} = \frac{3-2\,K}{2-3\,K}. \tag{18}$$

Şi în cazul ghidajelor hidrostatice închise se poate lărgi domeniul de variaţie a sarcinii folosind drosele cu membrană sau supape de raport de presiune constantă.

În cel din urmă caz vom avea :

$$P_{max} = A_1 \cdot f_{A1} \cdot \frac{p_{0\,min}}{2} \left(\frac{3}{2} \psi - K \right) \qquad (19)$$

$$P_{min} = A_1 \cdot f_{A1} \frac{p_{0\,min}}{2} \left(1 - \frac{3}{2} \psi K \right) \cdot \qquad (20)$$

Se observă din ultimele relații că sarcina minimă poate avea în anumite condiții și semn negativ ceea ce se explică prin faptul că la acest gen de ghidaje, efortul poate avea și sensul invers celui considerat pozitiv, adică cu tendința de a smulge organul mobil de pe ghidaje.

Trebuie menționat că punctul de aplicație al sarcinii constituie un element de care trebuie să se țină cont la construcția ghidajelor hidrostatice întrucît la apariția pe organul mobil a unei sarcini deplasate față de axa de simetrie a acestuia, pelicula de lubrifiant ia forma unei pene, provocînd o înclinare a săniei ca în figura 10.

Pentru a reduce la minimum acest neajuns, de obicei ghidajele hidrostatice se împart pe lungimea lor în sectoare, fiecare sector fiind dotat cu drosel propriu, constituind în sine un ghidaj elementar. Capacitatea portantă totală se obține prin multiplicarea capacității portante unitare a unui sector, cu numărul total al acestora.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rippel, H. C.* Hydrostatic Bearings. Basic concepta and Pad Design. „Machine Design" — august 1963.

[2] *Romaniță M.* Studiul capacității portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică „Construcția de Mașini" — nr. 12, dec. 1969.

CZ 621.833.5

tufalca

Influența cîmpurilor de toleranță asupra funcționării angrenajelor cu dantură în evolventă, din mecanica fină

Ing. Dumitru TUDOR – Institutul politehnic – București

La roțile dințate cu dantura în evolventă, din mecanica fină, deși se menține o proporționalitate a tuturor parametrilor geometrici ai roții, cu modulul, influența cîmpurilor de toleranță asupra funcționării acestor roți se manifestă mult mai puternic decît în domeniul roților dințate folosite în construcția de mașini. Dacă se consideră că distanța dintre axele a două angrenaje executate în aceeași clasă de precizie și cu același număr total de dinți, se realizează la dimensiunea $A_1 = 0{,}5 \cdot m_1 \cdot z_{tot}$ în mecanica fină și $A_2 = 0{,}5 \cdot m_2 \cdot z_{tot}$ în construcția de mașini, rezultă pentru $A_2 = 10 A_1$:

$$4{,}6 \frac{TA_2}{m_2\, z_{tot}} = \frac{TA_1}{m_1\, z_{tot}}\,; \quad \text{sau} \qquad (1)$$

$$4{,}6 \frac{TA_2}{m_2} = \frac{TA_1}{m_1}\,; \qquad (1')$$

deoarece $TA_{1\,(2)}$, cîmpurile de toleranțe a celor două dimensiuni A_1 și A_2, se determină conform celor cunoscute cu relații de forma :

$$TA_1 = a \cdot UT_1 \approx a \cdot K \cdot \sqrt[3]{A_1}$$
$$\text{și } TA_2 = a \cdot UT_2 \approx a \cdot K \sqrt[3]{A_2} \qquad (2)$$

În relațiile (2) valoarea parametrului a dependentă de clasa de precizie de execuție a celor două dimensiuni, este identică conform ipotezelor inițiale. În expresia unității de toleranță UT, se poate considera numai termenul $K \sqrt[3]{A}$, dată fiind valoarea relativ mică a dimensiunilor nominale A_1 și A_2.

Rezultă deci că toleranța relativă în mecanica fină este mult mai mare decît în construcția de mașini și cu atît mai mare cu cît dimensiunea nominală a angrenajului (direct proporțională cu modulul) este mai mică. Datorită cîmpurilor de toleranțe relative, mari, în domeniul mecanicii fine, se poate produce o mărire sensibilă a distanței dintre axe, de montaj, față de distanța dintre axe nominală, folosită în calculul angrenajului. O îndepărtare prea mare a roților dințate duce însă la o micșorare sensibilă a valorii gradului de acoperire ε, ce poate merge pînă la crearea unor valori subunitare pentru acest parametru.

Pentru a putea trage unele concluzii în privința influenței cîmpului de toleranță al distanței dintre axe asupra condițiilor cinematice de funcționare ale angrenajului, în cele ce urmează se va stabili variația parametrului ε în funcție de modificarea relativă a distanței dintre axe, $\frac{\Delta A}{m}$ sau $\frac{\Delta A}{A} = \frac{\Delta A}{0{,}5 \cdot m . z_{tot}}$.

Studiul se referă, într-o primă ipoteză, la un angrenaj zero. Plecînd de la relația cunoscută a gradului de acoperire

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e_1}^2 - R_{b_1}^2} + \sqrt{R_{e_2}^2 - R_{b_2}^2} - A \sin \alpha_r'}{\pi m \cos \alpha_0}; \quad (3)$$

unde :

$$R_{e1} = m\left(\frac{z_1}{2} + f_0\right);$$

$$R_{e2} = m\left(\frac{z_2}{2} + f_0\right) \text{ şi } A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r'}; \quad (4)$$

rezultă :

$$\operatorname{tg} \alpha_r' = \frac{2\sqrt{\left(\frac{z_1}{2} + f_0\right)^2 - \left(\frac{z_1}{2} \cos \alpha_0\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2}{2} + f_0\right)^2 - \left(\frac{z_2}{2} \cos \alpha_0\right)^2}}{(z_1 + z_2) \cos \alpha_0} - \frac{2\pi\varepsilon}{z_1 + z_2}. \quad (5)$$

Pe baza observației : $A = A_0 + \Delta A$, rezultă :

$$\frac{\Delta A}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2}\left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r'} - 1\right). \quad (6)$$

În relațiile 3—6, f_0 reprezintă coeficientul de înălțime a capului dintelui de referință ; z_1, z_2 — — numărul de dinți al celor două roți dințate ale angrenajului ; α_r' — unghiul de angrenare ; α_0 — unghiul de angrenare de referință ; ΔA — diferența dintre distanța dintre axele de montaj A și cea nominală A_0 ; R_{e_1} și R_{e_2} — razele cercurilor de vîrf ale celor două roți.

Cu ajutorul relațiilor 5 și 6 poate fi urmărită variația parametrilor $\frac{\Delta A}{m}$ sau $\frac{\Delta A}{A}$, în funcție de numărul de dinți total $z_1 + z_2$, la o valoare a gradului de acoperire ε dată.

Relațiile obținute sînt adimensionale, permițînd în acest mod o generalizare a concluziilor obținute. Din diagramele reprezentate în figurile 1,2, 3 și 4 ridicate cu ajutorul relațiilor 5 și 6 rezultă următoarele :

Pentru același număr de dinți total și același raport adimensional $\frac{\Delta A}{m}$ gradul de acoperire ε este practic un parametru independent de valoarea raportului de transmitere i.

Considerînd pentru coeficientul f_0 două valori : 1,0 folosită pentru angrenajele din construcția de mașini și mecanica fină și $f_0 = 1{,}1$ indicată numai pentru angrenajele din mecanica fină, se constată că mărimea gradului de acoperire este sensibil îmbunătățită prin mărirea parametrului f_0. O mărire suplimentară a lui f_0 nu este recomandabilă, datorită măririi numărului de dinți limită (numărul minim de dinți necesari pentru evitarea simultană a fenomenului de subtăiere și ascuțire a dinților).

Din diagramele reprezentate în figurile 1,2, 3 și 4 se constată că pentru aceeași mărime a distanței dintre axe, deci a parametrului $\frac{\Delta A}{A}$ valoarea reală a lui ε se micșorează o dată cu micșorarea modulului.

Dacă se consideră că parametrul ΔA este determinat de cîmpul de toleranță al distanței dintre axe, rezultă, conform relației 1 și diagramelor din figurile 1, 2 și 3, influența mare pe care o are micșorarea modulului asupra reducerii gradului de acoperire (z_{tot} = constant).

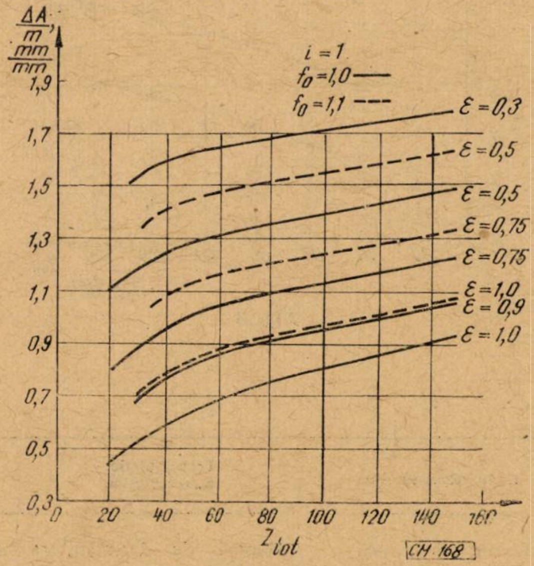


Fig. 1

Efectul cîmpurilor de toleranță asupra distanței dintre axe s-a considerat pînă aici ținînd seamă exclusiv de distanța dintre centrele găurilor din carcasa mecanismelor. Luînd în considerare însă și jocurile din lagărele acestor mecanisme (fig. 5), se constată că există situații cînd, datorită forțelor radiale din angrenaj se poate produce o mărire suplimentară a distanței dintre axe, respectiv o micșorare a gradului de acoperire.

Pentru o apreciere cantitativă a concluziilor prezentate, se va urmări, în continuare, ce îndepărtare maximă este posibilă pentru două roţi dinţate, datorită cîmpurilor de toleranţă existente pentru distanţa dintre axe şi jocurile din lagăre. Conform normelor din proiectul DIN 58405 mecanismele cu roţi dinţate din mecanica fină se execută în diferite tipuri de ajustaje (tabela 1). Se observă că din motive

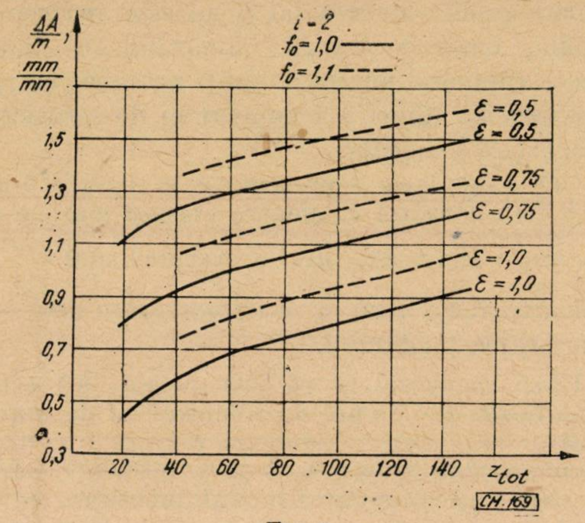


Fig. 2

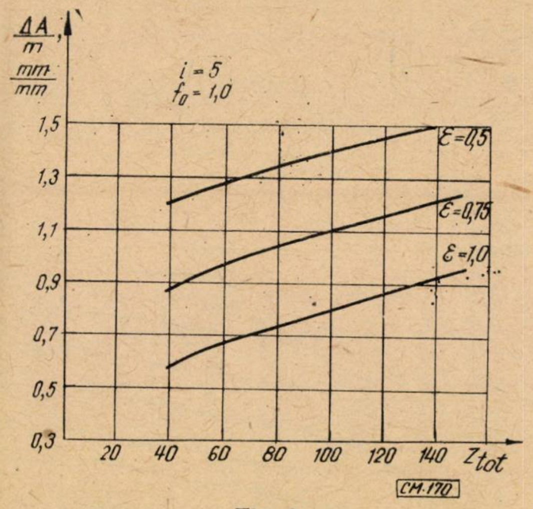


Fig. 3

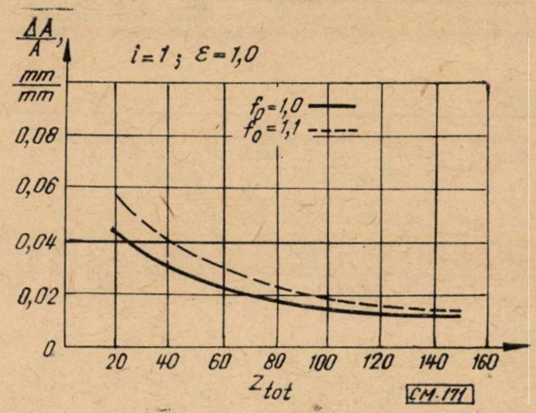


Fig. 4

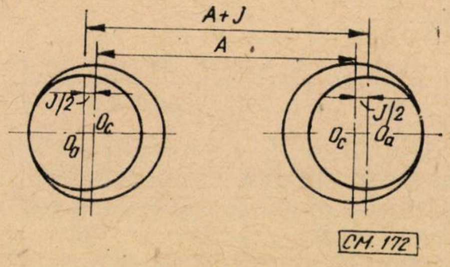


Fig. 5

Tabela 1 (DIN 58405)

Tipul mecanismului	Proprietăţile, caracteristice	Exemplu de folosire	Cremaliera de referinţă	Tipul ajustajului recomandat
Mecanisme de măsură	Raport de transmitere instantaneu constant. Joc de flanc minim	Cap de divizare mecanic Ceas comparator Mecanisme de reglaj Mecanisme de cîntar	Din mecanica generală Propunerea pentru mecanică fină ($f_0 = 1{,}1$)	6J/5f 6J/6f 7J/7f 8J/8f
Mecanisme de reglaj	Joc de flanc mic Mişcare cît mai uniformă	Mecanism de antrenare la microscop Mecanism de reglaj fin	Idem	5J/5f 6J/6f 7J/7f 8J/8f
Mecanisme de putere	Joc de flanc nu mai mare ca necesar pentru zgomot şi uzură minimă	Maşini de găurit Maşini de cusut Maşini de calcul	Idem	6J/6c 8J/8dc 7J/7dc 9K/9ba
Mecanisme de rulare	Joc de flanc mare la joc de fund mare, pentru evitarea blocării prin murdărire	Numărătoare Mecanisme de înregistrat Mecanisme foto	Se preferă propunerea pentru cremaliera de referinţă din mecanica fină	9K/8ba 10K/10ba

economice, atît mecanismele de putere, cît şi cele de rulare, se execută în clase de precizie relativ scăzute.

Ţinînd seamă că toleranţa distanţei dintre axe are abaterea superioară egală şi de sens contrar cu cea inferioară (deci numai abaterea superioară A_{AS} dă o îndepărtare a roţilor dinţate de la dimensiunea nominală), s-a reprezentat în figura 6 variaţia A_{AS}/A în raport cu A pentru diferite clase de precizie ale ajustajului şi o distanţă între axe $A < 6{,}3$ mm. Pe baza aceloraşi norme, jocurile radiale maxime din lagărele de rostogolire (dintre elementele de rulare şi căile de rulare) sînt de 25 µm. Deoarece aceste jocuri pot duce la o mărire suplimentară a distanţei între axe, s-a reprezentat în figura 6, punctat, deplasarea curbelor $\frac{A_{AS} + J_{max}}{A} = f(A)$ datorită acestor jocuri. La folosirea de lagăre de alunecare influenţa jocului este mult mai mare.

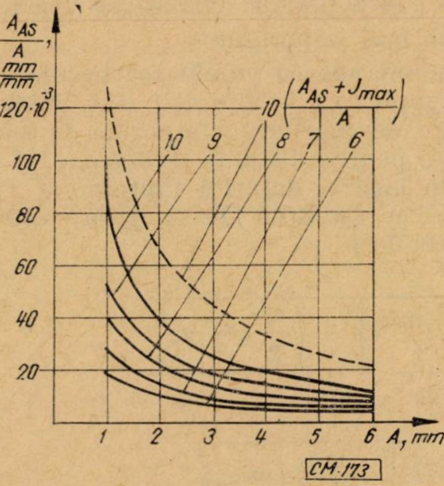


Fig. 6

Comparînd diagramele reprezentate în figurile 4 şi 6 rezultă că din cauza cîmpurilor de toleranţă ale distanţei dintre axe şi a jocurilor din lagăre, valoarea reală a gradului de acoperire poate fi micşorată pînă la $\varepsilon = 1{,}0$, pentru un modul $m \approx 0{,}2$ mm şi un $z_{tot} = 60$ dinţi. O micşorare în continuare a modulului poate duce chiar la valori subunitare ale acestui parametru.

Deoarece curbele din diagramele reprezentate în figurile 1,2, 3 şi 4 s-au trasat pentru valorile nominale ale diametrului exterior al roţilor dinţate, trebuie ţinut seamă că atît toleranţa diametrului semifabricatului roţilor, tolerată ca un arbore unitar, cît şi excentricitatea roţii influenţează valoarea reală a gradului de acoperire. Calculînd pentru o roată zero raza minimă posibilă la un moment dat a semifabricatului cu relaţia :

$$R_{ef_{min}} = \frac{mz_1}{2} + f_0 m - \frac{T_{D_e}}{2} - E = m\left[\frac{z_1}{2} + f_0 - \left(\frac{T_{D_e}}{2m} + \frac{E}{m}\right)\right]; \tag{7}$$

se constată că creşterea valorii teoretice a lui f_0 de la 1,0 la 1,1 poate fi sensibil micşorată sau chiar anulată de toleranţa T_{D_e} a diametrului semifabricatului şi excentricitatea $-E$ a roţii.

Un rezultat sensibil îmbunătăţit se obţine atunci cînd roţile dinţate se prelucrează astfel încît diametrul exterior să se obţină concomitent cu dantura roţii. Efectul excentricităţii este în acest caz, sensibil micşorat.

Rezultate aproximativ asemănătoare se obţin după normele GOST 9178—59 (pentru un ajustaj de tip ,,UL").

Dacă se analizează acum un angrenaj deplasat, expresia gradului de acoperire devine :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e_1}^2 - R_{b_1}^2} + \sqrt{R_{e_2}^2 - R_{b_2}^2} - A' \sin \alpha'_r}{\pi m \cos \alpha_0}; \tag{8}$$

unde :

$$A' = A \frac{\cos \alpha_r}{\cos \alpha'_r} \quad \text{sau} \quad \frac{A + \Delta A}{A} = \frac{\cos \alpha_r}{\cos \alpha'_r}. \tag{9}$$

Razele cercurilor de vîrf vor fi:

$$R_{e_1} = \frac{mz_1}{2} + f_0 m + \xi_1 m - [(\xi_1 + \xi_2) m - (A - A_0)]; \tag{10}$$

$$R_{e_2} = \frac{mz_2}{2} + f_0 m + \xi_2 m - [(\xi_1 + \xi_2) m - (A - A_0)]. \tag{11}$$

De menţionat, că pentru un număr foarte mic de dinţi cuprins între 5 şi 12, în vederea evitării fenomenului de ascuţire, trebuie realizată o scurtare suplimentară, $K_{min} \cdot m$ a diametrului semifabricatului, a cărui valoare este trecută în tabela 2. Deoarece pentru menţinerea jocului de fund (absolut necesar pentru un angrenaj din mecanica fină), trebuie realizată o scurtare a diametrelor semifabricatelor de mărime $[(\xi_1 + \xi_2) m - (A - A_0)]$ se va verifica în ce măsură se atinge valoarea lui $K_{min} \cdot m$. Dacă nu se atinge, se realizează o scurtare suplimentară pînă la această valoare, angrenajul funcţionînd cu un joc de fund mai mare decît cel normal.

Relaţiile cercurilor de vîrf sînt, în acest caz :

$$R_{e_1} = \frac{mz_1}{2} + f_0 m + \xi_1 m - K_{1_{min}} \cdot m \, ; \quad (10')$$

$$R_{e_2} = \frac{mz_2}{2} + f_0 m + \xi_2 m - K_{2\,min} \cdot m . \quad (11')$$

În relaţiile (8), (9), (10), (10′), (11), (11′), A' reprezintă distanţa dintre axe a angrenajului deplasat şi mărită cu $\Delta A'$ prin îndepărtarea suplimentară a roţilor dinţate deplasate ;

α_0 — unghiul de angrenare de referinţă ; α_r — unghiul de angrenare a angrenajului deplasat ; α'_r — unghiul de angrenare a angrenajului deplasat şi la care roţile dinţate s-au îndepărtat suplimentar cu $\Delta A'$; $K_{1_{min}}$ şi $K_{2_{min}}$ — scurtarea suplimentară a razelor cercurilor de vîrf pentru evitarea fenomenului de ascuţire.

Din relaţia (8) respectiv (9) se obţine :

$$\operatorname{tg} \alpha'_r = \frac{2\sqrt{\left[\frac{z_1}{2} + f_0 - \xi_2 + \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r} - 1\right)\frac{z_1 + z_2}{2}\right]^2 - \left(\frac{z_1}{2}\cos\alpha_0\right)^2}}{(z_1 + z_2)\cos\alpha_0} + \frac{2\sqrt{\left[\frac{z_2}{2} + f_0 - \xi_1 + \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r} - 1\right)\frac{z_1 + z_2}{2}\right]^2 - \left(\frac{z_2}{2}\cos\alpha_0\right)^2}}{(z_1 + z_2)\cos\alpha_0} - \frac{2\pi\varepsilon}{z_1 + z_2} \quad (12)$$

sau :

$$\operatorname{tg} \alpha'_r = \frac{2\sqrt{\left(\frac{z_1}{2} + f_0 + \xi_1 - K_{1\,min}\right)^2 - \left(\frac{z_1}{2}\cos\alpha_0\right)^2}}{(z_1 + z_2)\cos\alpha_0} + \frac{2\sqrt{\left(\frac{z_2}{2} + f_0 + \xi_2 - K_{2\,min}\right)^2 - \left(\frac{z_2}{2}\cos\alpha_0\right)^2}}{(z_1 + z_2)\cos\alpha_0} - \frac{2\pi\varepsilon}{z_1 + z_2} \quad (12')$$

şi :

$$\frac{\Delta A'}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r}\left(\frac{\cos\alpha_r}{\cos\alpha'_r} - 1\right) \quad (13)$$

Considerînd raportul de transmitere $i = 1$, coeficientul $f_0 = 1{,}1$ şi gradul de acoperire $\varepsilon = 1{,}0$ s-a determinat pentru diferite valori ale numărului de dinţi variaţia parametrilor $\frac{\Delta A'}{A}$ şi $\frac{\Delta A'}{m}$ la diverse deplasări date roţilor dinţate. În domeniul *a* (fig. 7 şi 8), numărul total de dinţi fiind mai mic ca 38, se impune deplasarea roţilor dinţate astfel încît să fie evitat fenomenul de subtăiere, deci cu o valoare precis determinată a deplasărilor specifice ξ_1, şi ξ_2, dată de relaţia $\xi = 1{,}1 \frac{19 - z}{19}$.

În domeniul *b*, numărul total de dinţi fiind superior lui 38, deplasarea roţilor dinţate se face pe alte considerente, ca de exemplu realizarea unei anumite distanţe între axe, uniformizarea alunecării specifice pe flancuri etc. S-au considerat în calculele făcute trei valori arbitrare pentru $\xi_s = \xi_1 + \xi_2$, tocmai pentru a putea urmări mai bine influenţa asupra parametrilor $\frac{\Delta A'}{m}$ şi $\frac{\Delta A'}{A}$.

O analiză a diagramelor reprezentate în figurile 7 şi 8 permit extragerea următoarelor concluzii mai importante :

— angrenajele cu număr foarte mic de dinţi (de exemplu $z_{tot} = 20$ dinţi) sînt puternic influenţate de mărimea cîmpurilor de toleranţă, existente pentru distanţa dintre axe, şi a jocurilor din lagăre, datorită faptului că valoarea teoretică a gradului de acoperire este foarte apropiată de 1.

Tabela 2

z	ξ	K
12	+0.398	0.0
11	+0.457	0.060
10	+0,515	0.11
9	+0,574	0.17
8	+0,632	0.23
7	+0.691	0,3
6	+0.749	0.37
5	+0.808	0.45

Obs. Valorile din tabela 2 corespund pentru o valoare a lui $f_o = 1{,}1$.

— deplasarea pozitivă a roţilor pentru un număr de dinţi $z_{tot} > 38 (i=1)$ măreşte sensibilitatea gradului de acoperire a angrenajului faţă de cîmpurile de toleranţă ale distanţei dintre axe şi a jocurilor din lagăre.

★

În observaţiile făcute pînă în prezent s-a ţinut seamă de influenţa cîmpurilor de toleranţă a aparatelor şi mecanismelor în care sînt montate roţile dinţate. Un rol foarte important în buna funcţionare a mecanismului îl are şi variaţia pasului pe cercul de divizare V_p, respectiv toleranţa acestui parametru T_{v_p} şi eroarea de formă a profilului E_{f_p} cu toleranţa acestei erori T_{f_p}. Influenţa acestor parametri se manifestă însă în mod întîmplător. Astfel, considerînd două roţi dinţate în angrenare, ca în figura 9, la care roata *1* este executată cu dinţi ideali, fără erori de pas şi formă, iar la roata *2* dintele A_2 este decalat pe cercul de divizare datorită variaţiei de pas V_{p_2}, se constată că dintele A_1 nu mai vine în contact cu dintele A_2 pe linia de angrenare, ci într-un punct K_{e_2} aflat în afara liniei de angrenare. Cît timp angrenarea se realizează în domeniul K_{e_2} şi K_2, dintele roţii conduse A_2 vine permanent în contact cu acelaşi punct (vîrful dintelui), cu diverse puncte aparţinînd dintelui roţii conducătoare A_1. S generează o angrenare pe „muchie" sau pe „margine" ce poate falsifica sensibil constanţa raportului de transmitere. Un rezultat asemănător este datorat abaterii de la forma ideală de evolventă a flancurilor dinţilor (fig. 10).

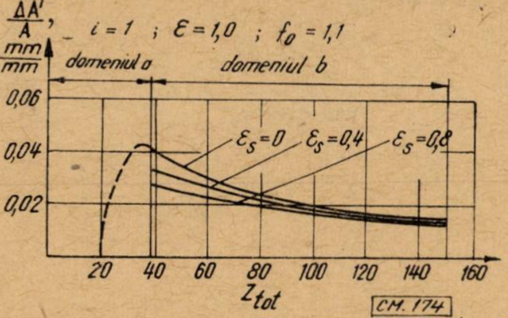


Fig. 7

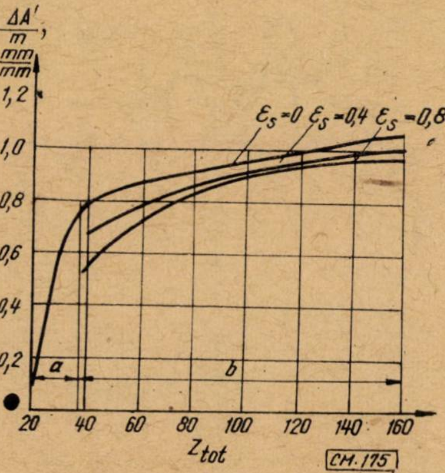


Fig. 8

Angrenarea pe muchie apare pentru valori reale ale gradului de acoperire mai mari ca 1 atît timp cît la începutul şi sfîrşitul angrenării a doi dinţi, locul geometric al punctelor de contact ale acestora se află în afara liniei de angrenare. Ea poate însă să apară şi datorită faptului că valoarea gradului de acoperire este mai mică decît 1 (fig. 11).

Considerînd în primă ipoteză că valoarea lui $\varepsilon < 1$ se datoreşte în exclusivitate cîmpului de toleranţă al distanţei dintre axe şi jocurilor din lagăre, tocmai datorită caracterului constant al acestui fenomen, trebuie arătat de la bun început că în realitate nu există o valoare a gradului de acoperire total $\varepsilon_{tot} < 1$, ci numai

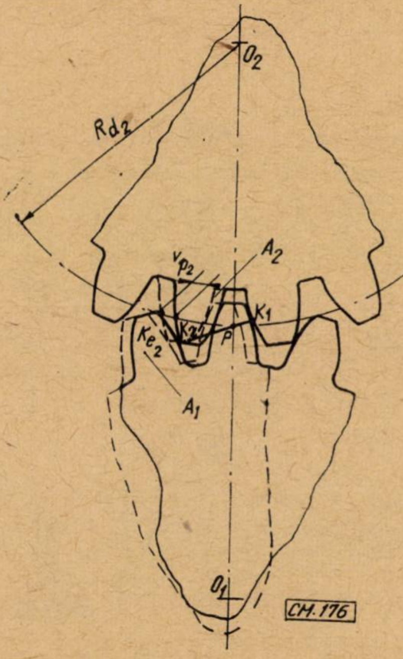


Fig. 9

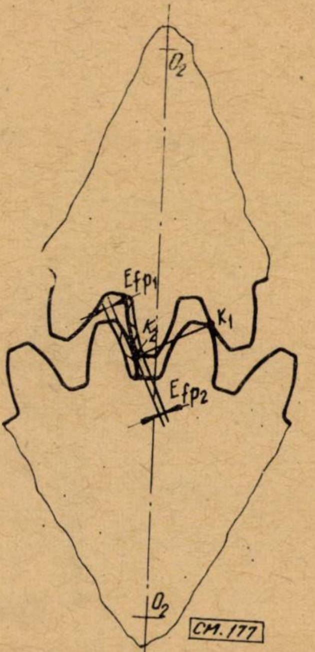


Fig. 10

o fracţiune a acestui raport, $\varepsilon = \dfrac{K_1 K_2}{p_b}$ poate avea o valoare subunitară, (unde K_1K_2 reprezintă linia de angrenare şi P_b pasul pe cercul de bază). Se poate astfel uşor observa din figura 12 că există o angrenare continuă (joc mare de flanc) între roţi, chiar şi în acest caz extrem, deşi începutul angrenării se realizează ca un contact limită între vîrfurile roţilor conduse şi conducătoare.

Între această poziţie limită şi poziţia pentru care $\varepsilon = \dfrac{K_1 K_2}{p_b} = 1$ poate funcţiona un număr mare de angrenaje cu modul mic, datorită cîmpului de toleranţă al distanţei dintre axe şi jocurilor din lagăre. Locul geometric al punctelor de contact a două flancuri conjugate determină o linie de angrenare K_1 K_2 şi două arce de cerc situate la începutul şi sfîrşitul acestei linii (K_1 K_{e_1} şi K_2 K_{e_2}) (fig. 11).

Valoarea globală a gradului de acoperire ε_{tot} este permanent 1 şi conform figurii 11 se determină cu relaţia :

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\overset{\frown}{AB}}{p_b} = \frac{\overset{\frown}{AA'} + \overset{\frown}{A'B'} + \overset{\frown}{B'B}}{p_b} = \frac{\overset{\frown}{AA'}}{p_b} + \frac{K_1K_2}{p_b} + \frac{\overset{\frown}{B'B}}{p_b} = 1 . \qquad (14)$$

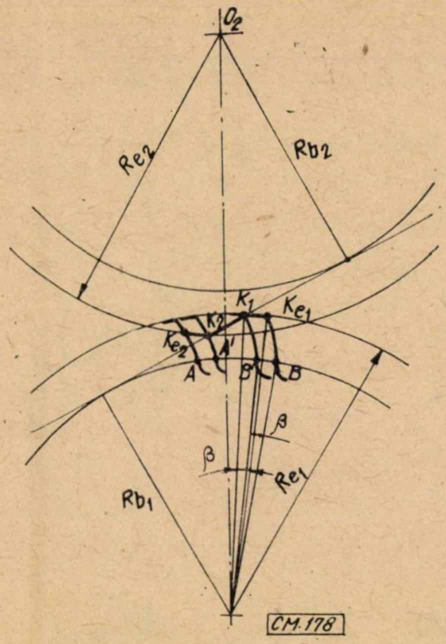


Fig. 11

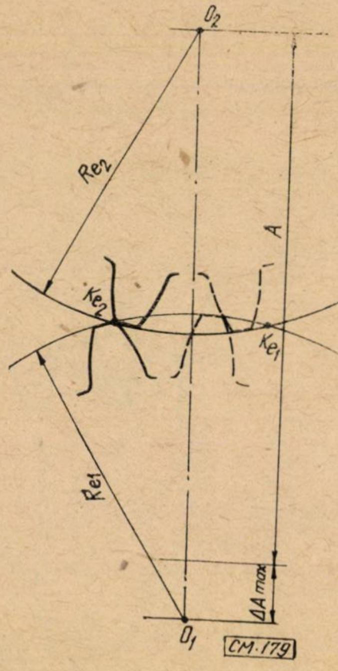


Fig. 12

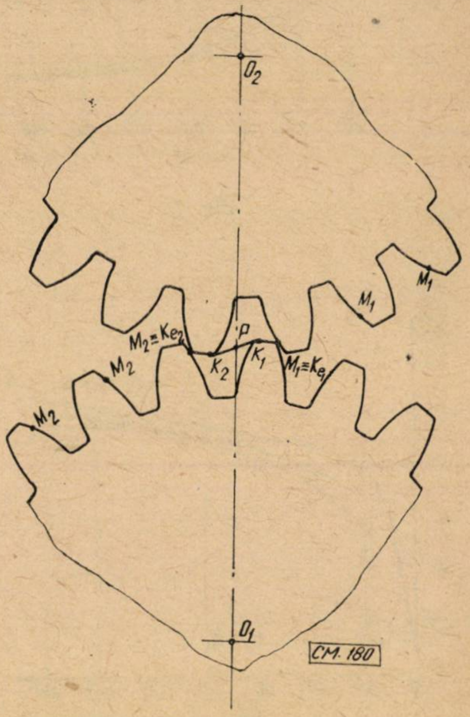


Fig. 13

Deoarece valoarea globală a parametrului ε_{tot} rămîne egală cu unitatea, rezultă că în momentul ieşirii din angrenare a unei perechi de dinţi se produce intrarea în angrenare a următoarei perechi. Pentru două roţi dinţate ideale fără abateri de pas şi de formă şi pentru o distanţă între axe dată, intrarea şi ieşirea din angrenarea celor două roţi se realizează în aceleaşi puncte de contact M (fig. 13), respectiv raportul de transmitere nominal pe intervalul de angrenare a unei perechi de dinţi se păstrează constant.

Analiza raportului de transmitere instantaneu arată însă că constanţa acestui raport se menţine atît timp cît contactul dinţilor se realizează pe linia de angrenare. Se poate arăta că în afara acestei linii se produce o accelerare sau o decelerare a mişcării roţii conduse, după cum contactul dinţilor se realizează pe arcul de cerc aflat înaintea sau înapoia liniei de angrenare.

La angrenarea a două roţi cu cercurile de vîrf identice şi fără erori de pas sau de formă contactul iniţial dintre dinţii conjugaţi realizîndu-se în puncte identice (fig. 13), valoarea accelerării roţii conduse trebuie să coincidă cu valoarea decelerării acestei roţi, deci, $K_{e_1}K_1 = K_{e_2}K_2$.

Pentru aceste roţi ($i = 1$ angrenaje zero) expresia (14) devine :

$$1 = \frac{2\frac{R_{b_1}}{R_{e_1}} K_1K_{e_1}}{\pi m \cos \alpha_0} + \varepsilon \qquad (15)$$

sau $\frac{K_1K_{e_1}}{m} = \frac{K_2K_{e_2}}{m} = \pi (1 - \varepsilon) \frac{z_1 + 2f_0}{2z_1}$ (15′)

Considerînd diferite valori ale parametrului ε şi z pentru o valoare a lui $f_0 = 1{,}1$, s-a reprezentat în diagrama din figura 14 modul de variaţie a parametrului $\frac{K_1\ K_{e_1}}{m}$ în raport cu z. Sensibil mai uşor poate fi prins acum rolul jucat de variaţia de pas, cantitativ, asupra funcţionării pe muchie a unui angrenaj. Dacă se consideră de exemplu că datorită cîmpurilor de toleranţă a distanţei dintre axe şi jocurilor din lagăre, gradul de acoperire $\varepsilon = 1{,}0$ şi că apare la un moment dat în funcţionarea mecanismului o variaţie de pas V_{p_1} la roata 1 (fig. 15), este vizibil că vîrful roţii conducătoare trebuie să rămînă în angrenare permanentă pe tot arcul de cerc $K_1\ K_{e_1}$ de mărime $K_1\ K_{e_1} = V_{p\,1} \frac{R_{e_1}}{R_{d_1}}$, deci se generează o angrenare pe muchie.

Mărimea acestui arc $K_1 K_{e_1}$ nu mai este un parametru constant, cum se întîmplă la angrenarea pe muchie, din cauza cîmpurilor de toleranță ale distanței dintre axe și a jocurilor din lagăre. Această angrenare pe muchie, întîmplătoare, poate fi explicată însă printr-o mărire instantanee suplimentară a distanței dintre axe, ΔA. Comparînd valoarea adimensională $\frac{Tv_p}{m}$ (determinată conform normelor GOST 9078—59) reprezentată în diagrama din figura 16, cu valorile $\frac{K_1 K_{e_1}}{m} \approx \frac{T_{v_p}}{m}$ și reprezentată în diagrama 14, rezultă că pentru un angrenaj executat în clasa de precizie 10 și modul $m = 0{,}2$ mm, se produce o micșorare a gradului de acoperire cu 0,12 zecimi (pentru $\frac{T_{v_p}}{m} \approx$ $\approx \frac{K_1 K_{e_1}}{m} = \frac{0{,}050}{0{,}2} = 0{,}25$, ε scade cu 0,12 zecimi).

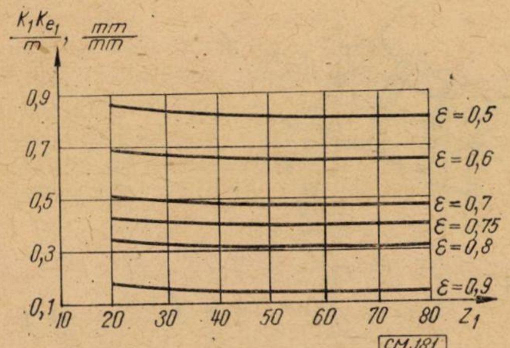


Fig. 14

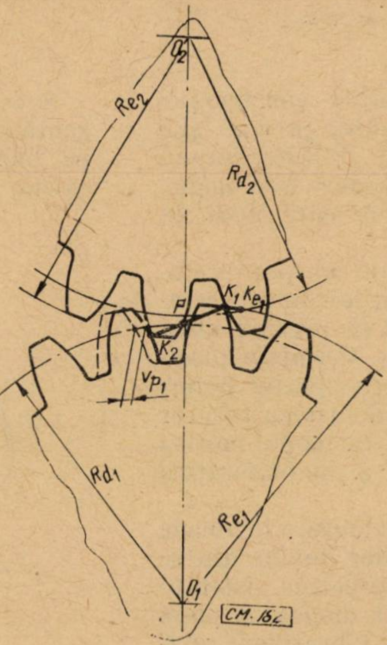


Fig. 15

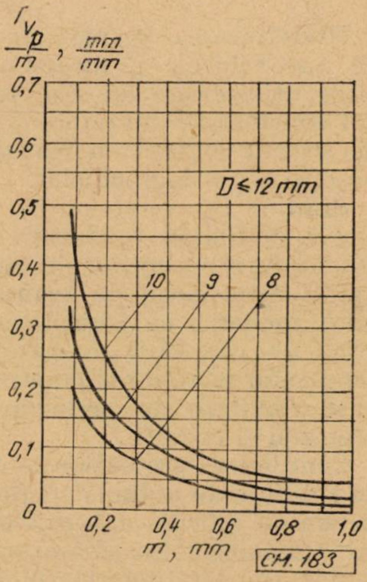


Fig. 16

O influență puternică, dar mult mai întîmplătoare, ce nu poate fi prinsă practic în calcul, o reprezintă eroarea de formă.

În analiza făcută pînă în prezent nu au fost luate în considerare deformațiile dinților deoarece așa cum rezultă din studiul efectuat în [2], pentru roțile metalice, ele sînt neglijabile.

În concluzie, se poate spune că cîmpurile de toleranțe joacă un rol important în buna funcționare a roților dințate din mecanica fină. O apreciere globală a efectelor nu este posibilă întrucît cîmpurile de toleranță se pot însuma sau compensa. Fenomenele prezentate trebuie privite numai ca niște cauze ce pot modifica funcționarea unui angrenaj.

Atunci cînd se studiază eroarea cinematică a unui angrenaj, trebuie avut în vedere ca distanța între axe a roților dințate studiate să fie mărită suplimentar cu cîmpul de toleranță al distanței dintre axe și jocurilor din lagăre. O renunțare la această îndepărtare înseamnă practic o studiere a erorii cinematice cauzată numai de erorile de execuție ale angrenajului propriu-zis. Se poate elimina astfel o anumită parte din angrenarea pe muchie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică — București, 1965.
[2] *Krause, W.* Untersuchungen zum Geräuschverhalten evolventenverzahnter Geradstirnräder der Feinwerktechnik. — V.D.I. — Berichte Nr. 105—67.
[3] *Niemann, G.* und *Roth, K.* Zahnformen und Getriebeeigenschaften bei Verzahnungen der Ferinwerktechnik. In: Feinwerktechnik 68 (1964) Nr. 9, Nr. 10, Nr. 12.
[4] Entwurf DIN 58. 405—1964.
[5] T.G.L. 15.006—68
[6] GOST 9587—68
[7] GOST 9178—59
[8] Proiect STAS. Angrenaje cilindrice cu dantură în evolventă și modul $m<1$ mm. — 1967.

CZ 621.833 : 621.911.4

megmunkálás simítás

Consideraţii tehnologice privind finisarea prin şeveruire a roţilor dinţate

Ing. Spiru VELICU – Institutul politehnic – Braşov

Modernizarea şi perfecţionarea construcţiei de autovehicule şi maşini-unelte, precum şi a altor utilaje care folosesc roţi dinţate, impun noi consideraţii din punct de vedere tehnologic, în scopul evitării deficienţelor care apar în funcţionarea angrenajelor.

Stadiul cunoştinţelor actuale despre prelucrarea de finisare a danturii roţilor dinţate pentru prelucrarea roţilor dinţate de precizie obişnuită, este destul de avansat. Cerinţele maşinilor moderne cu turaţii mereu sporite determină noi cercetări, pentru evidenţierea tuturor aspectelor teoretice şi practice, în scopul măririi productivităţii de prelucrare şi îmbunătăţirii preciziei şi calităţii.

Conducerea proceselor de prelucrare în zonele de precizie de ordinul micronilor devine din ce în ce mai dificilă, datorită impreciziei sistemului tehnologic (maşină-unealtă-dispozitiv-piesă sculă), datorită deformaţiilor, vibraţiilor, aparatelor de măsurare, precum şi posibilităţilor de a greşi din partea lucrătorului.

Un pas înainte pe calea ridicării preciziei şi calităţii nu poate fi făcut decît prin cunoaşterea tuturor factorilor ce influenţează prelucrarea în multitudinea corelaţiilor şi aspectelor lor de către cei ce concură la realizarea procesului de prelucrare.

Prezenta lucrare îşi propune să scoată în evidenţă unele aspecte mai puţin studiate privind finisarea prin şeveruire a danturilor, stabilind corelaţii între mărimile constructive şi cinematice ale procesului de şeveruire, încercînd să scoată în evidenţă influenţa diferiţilor factori pentru a justifica alegerea elementelor constructive şi cinematice ale şeverului-disc cum ar fi : numărul de dinţi, unghiul de înclinare a liniei elicoidale a dinţilor, adaosul de prelucrare pe flancurile roţii de şeveruit, precum şi parametrii tehnologici legaţi de aceste elemente şi în primul rînd viteza de aşchiere. Aceşti parametri sînt aleşi pînă în prezent în funcţie de consideraţii constructive şi numai pe baza datelor experimentale şi industriale, fără nici o justificare tehnică a valorii alese.

Pentru elucidarea reală a fenomenelor se va analiza procesul de şeveruire în timpul prelucrării piesei pe maşina respectivă, cuprinzînd în studiul de faţă elementele esenţiale ale sistemului tehnologic în acţiunea lor reciprocă, pentru executarea piesei. Astfel, se va putea determina adevărata mărime a factorilor principali ai procesului de şeveruire.

Necesităţile practice au impus rezolvarea urgentă a diferitelor probleme în acest domeniu, pe bază experimentală, astfel că în prezent există pe plan mondial o cantitate suficientă de date experimentale, privind şeveruirea roţilor dinţate cilindrice ; se pune deci problema de a găsi baza teoretică a acestor date, astfel

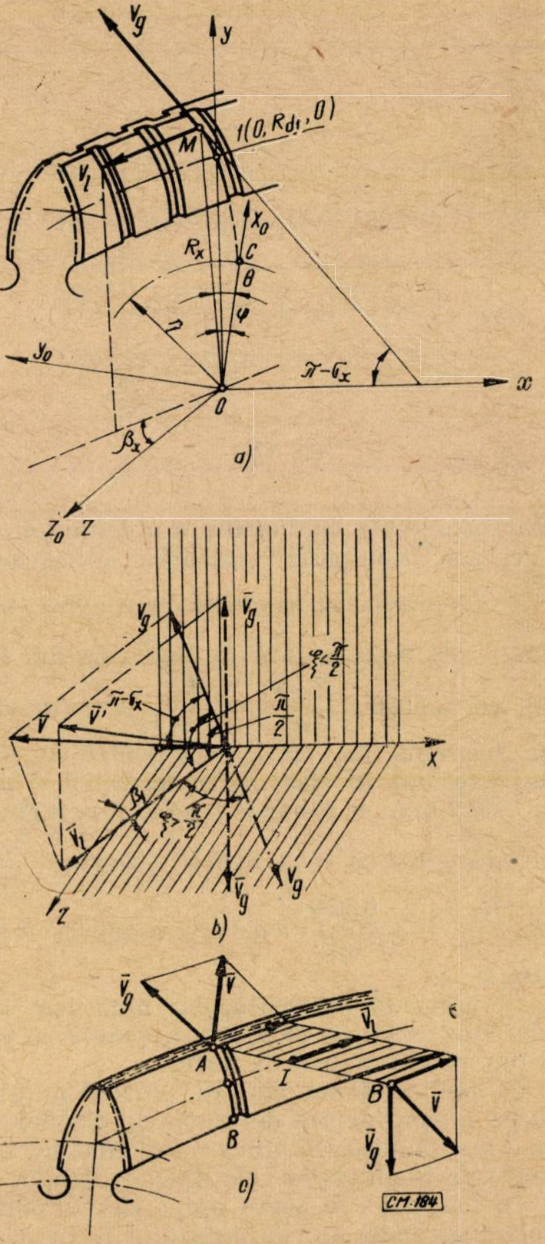


Fig. 1

încît să se poată explicita toate problemele practice necesare conducerii științifice a procesului de șeveruire.

Șeveruirea este un proces de așchiere executat cu o sculă care are forma unei roți dințate, călită și rectificată, cu dinți drepți sau înclinați, prevăzută pe flancuri cu canale rectilinii de dimensiuni egale plasate pe înălțimea dinților, paralele cu fețele laterale ale șeverului. Prin angrenarea elicoidală a sculei cu roata de finisat se prelucrează, prin răzuire, flancurile dinților, datorită mișcării de alunecare ce există între flancurile unui angrenaj elicoidal.

Din figura 1 se poate calcula mărimea vectorului vitezei de așchiere [1]:

$$\overline{V} = \overline{V}_l + \overline{V}_g, \quad V \simeq \sqrt{V_l^2 + V_g^2}, \tag{1}$$

unde:

V_l este viteza de alunecare longitudinală;

V_g — viteza de alunecare a profilelor.

În funcție de mărimile geometrice și cinematice ale șeverului și roții, valoarea vitezelor de alunecare se determină cu ajutorul relațiilor:

$$V_l = \omega_1 R_1 \frac{\sin(\beta_1 \pm \beta_2)}{\cos\beta_2};$$

$$V_g = (\omega_1 \cos^3\beta_1 + \omega_2 \cos^3\beta_2)(\mathrm{tg}\,\theta_{1,2} - \mathrm{tg}\,\alpha_{1,2}) \frac{r_{1,2}}{\cos\beta_{b1,2}} \tag{2}$$

în care:

ω_1 este viteza unghiulară a șeverului;

R_1 — raza cercului de rostogolire a șeverului;

β_1 — unghiul de înclinare a dinților șeverului pe cilindrul de rostogolire;

β_2 — unghiul de înclinare a dinților de prelucrat pe cilindrul de rostogolire;

$r_{1,2}$ — razele de bază;

$\beta_{b1,2}$ — înclinarea liniei elicoidale a șeverului, respectiv a roții pe cilindrul de bază;

$\theta_{1,2} = \arccos \dfrac{d_{1,2}}{D_{x1,2}}$ — unghiul de presiune;

$\alpha_{1,2}$ — unghiul de angrenare în secțiunea frontală.

Semnul plus se ia pentru același sens de înclinare a dinților șeverului și roții și minus pentru sensuri diferite.

Dacă în relația (1) se introduc ecuațiile (2) se obține:

$$V \simeq \sqrt{\left[\omega_1 R_1 \frac{\sin(\beta_1 \pm \beta_2)}{\cos\beta_2}\right]^2 + \left[(\omega_1 \cos^3\beta_1 + \omega_2 \cos^3\beta_2)(\mathrm{tg}\,\theta_{1,2} - \mathrm{tg}\,\alpha_{1.2}) \frac{r_{1,2}}{\cos\beta_{b1.2}}\right]^2}. \tag{1a}$$

Cu relația (1a) se poate calcula mărimea aproximativă a vitezei de așchiere cu suficientă precizie pentru necesitățile practice, în orice punct de pe lungimea tăișurilor șeverului. Această aproximație apare deoarece unghiul dintre vectorul V_l și V_g este diferit de $\frac{\pi}{2}$ avînd valori care oscilează în jurul lui $\frac{\pi}{2}$.

La determinarea vitezei de așchiere cu relația (1 a), în punctele situate din polul angrenării spre vîrful dinților șeverului, în relație se vor introduce mărimile șeverului notate cu indicele 1, respectiv mărimile roții de prelucrat notate cu indicele 2, pentru punctele situate din polul angrenării spre piciorul dinților șeverului.

Pentru o determinare precisă a mărimii vitezei de așchiere din figura 1 se poate scrie:

$$\overline{V} = \overline{V}_x + \overline{V}_y + \overline{V}_z; \quad V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} \tag{1b}$$

Mărimea proiecțiilor vectorului vitezei de așchiere după cele trei axe ale sistemului *xyz*, a cărui axă *oz* coincide cu axa șeverului, axa *oy* trecînd prin polul angrenării, este dată de relațiile următoare:

$$\begin{aligned} \overline{V}_x &= \pm F V_l \sin\beta_x \pm V_g \cos\sigma_x; \\ \overline{V}_y &= \pm V_g \sin\sigma_x; \\ \overline{V}_z &= \pm V_l \cos\beta_x. \end{aligned} \tag{3}$$

În continuare se precizează că:

$$\mathrm{tg}\,\sigma_x = \frac{-1}{\mathrm{tg}(\varphi + \theta)}$$

unde:

$$\varphi = ev_{\alpha_1}; \quad \theta = \sqrt{\frac{R_x^2}{r_1^2} - 1} - \mathrm{arc\,tg}\sqrt{\frac{R_x^2}{r_1^2} - 1}.$$

Unghiul de înclinare a dinților în diferite puncte pe înălțimea dinților șeverului se determină din relația:

$$\mathrm{tg}\,\beta_x = \mathrm{tg}\,\beta_{b_1} \frac{R_x}{r_1}.$$

În figura 1, pentru calculul proiecțiilor vectorului vitezei de așchiere, s-a considerat față de sistemul xyz un dinte de şever cu sensul de înclinare la dreapta, lucrînd prin deplasare către sensul pozitiv al axei OZ, cu un punct de pe tăiş situat pe profilul dintelui şeverului din polul angrenării (I) către vîrful dintelui. Practic însă, se utilizează şi şeverul cu dinţi înclinaţi spre stînga. Iar mişcările pentru avansul de prelucrare pot fi către ambele sensuri ale axei OZ. În consecinţă, relaţiile (3) trebuie să cuprindă toate posibilităţile întîlnite în prelucrare adică: dinţii şeverului înclinaţi spre stînga, sau spre dreapta, lucrînd prin deplasări către sensul plus sau minus al axei OZ, cu un punct de pe muchia aşchietoare situat spre vîrful dintelui şeverului sau spre baza dintelui.

Relaţiile (3) cuprind toate aceste posibilităţi de mişcare prin semnele care însoţesc termenii din relaţii. Pentru utilizarea acestora se fac următoarele precizări: şeverele cu dinţii înclinaţi spre dreapta, la deplasarea către $(+Z)$ semnul termenului V_1 în prima ecuaţie va fi $-$ şi în a treia ecuaţie $+$, iar la deplasarea către $(-Z)$ semnele se vor inversa, în prima ecuaţie $+$ şi în a treia ecuaţie $-$.

Pentru şevere cu dinţii înclinaţi spre stînga, la deplasarea către $(+Z)$, în ambele ecuaţii V_1 va avea semnul $+$, iar la deplasarea către $(-Z)$, V_1 va avea semnul $-$. Definind în continuare şi semnul pentru V_g se poate preciza modul de utilizare a relaţiilor (3); în punctele din cele două zone unde vectorul V_g are sensuri diferite, adică vîrful dintelui pentru care V_g din prima şi a doua ecuaţie va avea sensul $+$, respectiv piciorul dintelui unde V_g va avea semnul $-$ în ambele ecuaţii.

În concluzie, semnul lui V_1 defineşte sensurile de înclinare a dinţilor şeverului precum şi sensul mişcării de avans, pe cînd semnul lui V_g defineşte poziţia punctului aşchietor de pe muchia şeverului din cele două zone, vîrful dintelui şi piciorul dintelui.

Înlocuind relaţiile (3) în ecuaţia (1b) se obţine:

$$V = \sqrt{V_l^2 + V_g^2 \pm 2 V_l V_g \sin \beta_x \cos \sigma_x}\,. \qquad (4)$$

Se observă că relaţia (4) diferă de relaţia (1) deşi determină aceeaşi mărime, diferenţa fiind în general foarte mică deoarece valoarea termenului al treilea din relaţia (4) este foarte mică, întrucît unghiul σ_x are mărimi apropiate de $\frac{\pi}{2}$ şi deci valoarea termenului $\cos \sigma_x$ este foarte redusă. De asemenea, valoarea unghiului β_x este relativ mică deci şi $\sin \beta_x$ are o valoare redusă astfel încît produsul poate fi neglijat pentru necesităţile practice.

În figura (1 b) se arată poziţia reală a celor doi vectori V_g şi V_1 faţă de cazul determinării aproximative, cînd unghiul dintre ei s-a considerat egal cu $\frac{\pi}{2}$. În realitate, unghiul dintre vectori este mai mic ca $\frac{\pi}{2}$ pentru punctele din polul angrenării spre vîrful dintelui şi mai mare ca $\frac{\pi}{2}$ pentru punctele din polul angrenării spre piciorul dinţilor.

Observaţiile de mai sus corespund cu semnele din relaţia (4) care scad sau adună termenul al treilea, după cum unghiul este mai mic sau mai mare ca $\frac{\pi}{2}$.

Fiind precizată mărimea vitezei de aşchiere, se poate analiza în continuare aspectele tehnologice care apar datorită variaţiei vitezei de aşchiere ca mărime şi direcţie în timpul prelucrării flancurilor roţii.

Din teoria aşchierii se cunoaşte că viteza de aşchiere este componenta principală a regimului de aşchiere, care influenţează productivitatea, calitatea prelucrării şi durabilitatea sculei. Factorii aceştia hotărăsc asupra oricărui proces de prelucrare prin aşchiere. În cazul şeveruirii se impune a face o analiză ştiinţifică asupra acestei mărimi cinematice a procesului de şeveruire, pentru că scula şever este destul de scumpă şi o mărire a durabilităţii oricît de mică, mai ales că şeveruirea se aplică în producţia de serie mare şi masă, va aduce un aport economic substanţial. Pe de altă parte, precizia şi calitatea cerută danturii roţilor dinţate impun un studiu amănunţit privind mărimile care influenţează variaţia vitezei de aşchiere, întrucît caracteristicile materialelor roţilor de prelucrat, din punct de vedere al prelucrabilităţii prin aşchiere, sînt diferite şi la modificarea valorii vitezei de aşchiere se vor obţine rezultate diferite la acelaşi material. Deci, cunoscînd mărimile care influenţează valoarea vitezei de aşchiere se va putea găsi în orice situaţie zona de variaţia optimă a vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului, pentru o prelucrare de calitate.

În cazul şeverului roţilor dinţate cu dinţi drepţi relaţia (1a) devine:

$$V \simeq \sqrt{(\omega_1 R_1 \sin \beta_1)^2 + \left[(\omega_1 \cos^3 \beta_1 + \omega_2)(\operatorname{tg} \theta_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha_{1,2}) \frac{r_{1,2}}{\cos \beta_{b1,2}}\right]^2}\,. \qquad (1c)$$

Considerînd roţile cu dinţi drepte ca un caz particular al roţilor cu dinţi înclinaţi a căror înclinare $\beta_2 = 0$, se va studia pentru aceste roţi influenţa mărimilor geometrice şi cinematice ale şeverului şi roţilor de prelucrat asupra vitezei de aşchiere.

Astfel, fiind dată o maşină de şeveruit pe care se află montată scula şever, se prelucrează roţi cu un număr diferit de dinţi. Pentru fiecare turaţie a maşinii de şeveruit se poate trasa o curbă $V = f(z_2)$, după cum se vede în figura 2 *a* şi 2 *b*; curbele $V = f(z_2)$ tind asimptotic către ∞ cînd Z_2 tinde către zero.

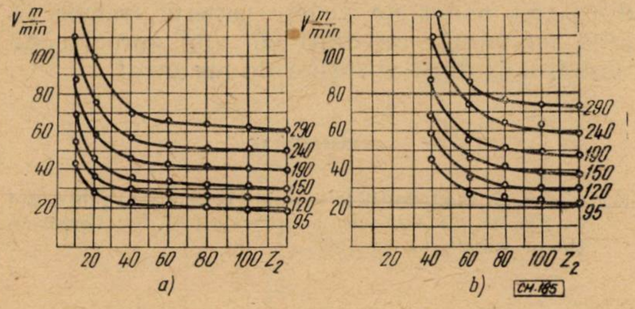


Fig. 2

Dacă în relaţia (1*c*) se consideră că

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{z_1}{z_2},$$

în care:

$$\omega_1 Z_1 = \text{const}$$

pentru un şever dat, (în cazul de faţă $m_n = 5$ mm; $Z_1 = 43$, $\beta_1 = 15°$) şi o turaţie a maşinii, celelalte mărimi din ecuaţia (1c) sînt constante, deci:

$$V = \sqrt{C_1 + \left[\left(C_2 + \frac{C_3}{z_2}\right) C_4\right]^2}.$$

Termenii notaţi cu C_1, C_2, C_3, C_4 sînt constanţi la variaţia numărului de dinţi Z_2, al roţilor de prelucrat, cu precizarea că, pentru punctele de pe piciorul dinţilor şeverului C_4 nu este constant la variaţia lui Z_2.

Din cele de mai înainte rezultă că pentru $Z_2 = 0$, se obţine $V = \infty$, situaţie practic imposibilă.

În figurile 2 *a* şi 2 *b*, s-a reprezentat grafic variaţia vitezei de aşchiere în funcţie de numărul de dinţi al roţilor de prelucrat, în două puncte de pe lungimea tăişului şi anume la vîrful şi piciorul dinţilor şeverului.

În numeroase lucrări se arată că proiectarea şeverelor trebuie să se facă ţinînd seama de numărul de dinţi al roţilor de prelucrat, însă nu se precizează cum se va lua în considerare această dependenţă între numărul de dinţi al roţilor de prelucrat şi numărul de dinţi al şeverului.

Din analiza figurilor 2 *a* şi 2 *b*, se observă că la vîrful dinţilor şeverului curbele de variaţie ale vitezei de aşchiere, începînd de la circa $Z_2 = 40$, au o creştere pronunţată, faptul confirmînd o variaţie extrem de mare a vitezei de aşchiere, pentru un număr redus de dinţi, al roţilor de prelucrat. Se consideră şi variaţia vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului, care poate fi analizată deocamdată din relaţia (1c), unde se poate observa că viteza de aşchiere este minimă în punctele de tangenţă de pe cilindrii de rostogolire deoarece termenul al doilea reprezintă viteza de alunecare a profilelor, nulă în aceste puncte şi maximă în punctele de la vîrful şi picorul dinţilor şeverului.

Astfel viteza de aşchiere în punctele de pe cilindrul de rostogolire al şeverului nu depinde de numărul de dinţi al roţilor de prelucrat, aşa după cum rezultă din relaţia (1c); dacă al doilea termen de sub radical este nul, rezultă că viteza de aşchiere în aceste puncte — pentru cazul $\beta_2 = 0$ — depinde numai de elementele geometrice şi cinematice ale şeverului. Din aceste puncte, viteza de aşchiere creşte atît spre vîrful dinţilor cît şi spre picior. Creşterea de viteză este cu atît mai pronunţată cu cît numărul de dinţi al roţilor de prelucrat este mai mic, deoarece Z_2 se află la numitorul termenului al doilea.

Variaţia de viteză creează un regim de lucru vibratoriu care poate produce spărturi în muchiile şeverului, mai ales la vîrful şi piciorul dinţilor unde variaţia este extrem de mare. Deci şeveruirea roţilor dinţate cu număr mic de dinţi, faţă de numărul de dinţi al şeverului este neavantajoasă, datorită preciziei scăzute a prelucrării şi uzurii pronunţate a şeverului.

Din cazul studiat se mai observă variaţia vitezei în funcţie de numărul de dinţi al roţilor de prelucrat, la piciorul dinţilor şeverului (fig. 2b), atunci cînd $Z_2 = 40$ de dinţi, viteza de aşchiere crescînd foarte mult; se creează în felul acesta un regim vibratoriu mai pronunţat ca la vîrful dinţilor şeverului (fig. 2 *a*).

În concluzie, şeveruirea roţilor dinţate de acelaşi modul nu poate fi făcută cu o singură sculă şever. Din figurile 2 *a*, 2 *b* şi relaţia (1 c), se observă că scula şever poate prelucra în condiţii bune, roţi cu numărul de dinţi aproape egal cu al şeverului sau mai mare ca numărul de dinţi respectiv.

Considerînd şi curbura celor două profiluri în contact, adică la diferenţe mari între numărul de dinţi al şeverului şi roţii de prelucrat, apar diferenţe mari între curburile celor două profiluri, acestea modificînd natura contactului dintre profilul prelucrător şi cel de prelucrat şi producînd o răzuire discontinuă, cu abateri pronunţate de la profilul evolventic. Dacă numărul de dinţi este egal, curburile profilurilor în contact sînt egale.

Contactul se face deci între suprafeţe cu forme echivalente iar mărimea golului în jurui punctului de contact are o formă simetrică faţă de planul ce conţine punctlul de contact.

Dacă curbura este diferită, atunci mărimea golului este diferită pentru roata de prelucrat şi crescînd pentru un număr redus de dinţi al roţilor de prelucrat, micşorează secţiunea de suport a punctului de contact; cum la acelaşi modul, forţele de apăsare între sculă şi roată rămîn aceleaşi, apare, la roţi mici, tendinţa de înfigere a muchiilor şeverului în flancurile roţilor de prelucrat iar la roţile mai mari ca şeverul, tendinţa de respingere a muchiilor din materialul de prelucrat, datorită secţiunii de suport a punctului de contact mult mai mare ca la roţile cu număr mic de dinţi. Pe de altă parte, la roţile mici există în contact un număr mic de flancuri; aceasta conduce la posibilitatea, ca un flanc să fie — în anumite puncte — mai adînc răzuit ca altul. La roţile mari acest pericol dispare sau este neglijabil, datorită numărului mare de flancuri în contact. Deci, şi din acest punct de vedere şeverul trebuie să aibă un număr de dinţi cît mai apropiat de numărul de dinţi al roţilor de prelucrat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul cinematic al procesului de finisare prin şeveruire a roţilor dinţate. În : Construcţia de maşini, nr. 9, 1968.

CZ 621.82 :621.225

Cu privire la unele probleme specifice motoarelor hidraulice rotative de mare moment

Ing. Corneliu VONICA – uzina „Mecanică” – Mîrşa

Motoarele hidraulice rotative, alături de celelalte elemente specifice acţionărilor hidraulice, sînt utilizate tot mai frecvent în schemele de acţionare ale celor mai diverse utilaje, începînd cu autobasculantele de mare tonaj sau maşinile stivuitoare [1] şi încheind cu cele mai diverse maşini-unelte. În ultimul timp, gama motoarelor hidraulice rotative s-a extins prin apariţia a noi tipuri sau variante, fapt ce creează largi posibilităţi constructorului de agregate cu acţionare hidraulică, cînd este vorba de a se alege formula cea mai corespunzătoare unei anumite situaţii. La extremele acestei game se află motorul hidraulic de turaţie mare şi moment redus (GEROTOR) şi motorul hidraulic de turaţie redusă şi moment mare (ORBIT). Zonele de utilizare a celor două motoare hidraulice sînt date în figura 1. De remarcat că ambele tipuri de motoare au apărut extrem de recent şi sînt abia la începutul utilizării lor.

În încercarea de a soluţiona, problema unui motor rotativ de moment ridicat (pînă la 30 kgfm) la turaţii relativ joase (pînă la 800 rot/min), în cadrul uzinei Mecanica Mîrşa au fost proiectate două tipuri de motoare hidraulice rotative, şi anume: unul cu pistoane radiale (H.R.M.M.—10) şi altul de tip ORBIT realizat în două variante (HRO—09A şi 09B). Aceste motoare urmau a folosi ca bază de plecare în compunerea schemelor de acţionare a unor agregate proiectate şi executate în uzină în cadrul acţiunii de autodotare. În proiectarea celor două tipuri de motoare s-a ţinut cont de posibilităţile tehnologice medii pe care le oferă orice unitate industrială cu utilaj de prelucrare curent întîlnit.

Motorul hidraulic tip H.R.M.M.—10 face parte din categoria motoarelor cu profilul de rulare pe stator şi cu rola fixată pe traversă — în piston. Motorul are trei rînduri de cîte nouă pistoane, numărul de curse ale unui piston fiind egal cu şapte. Debitul de alimentare este de 25 l/min, debitul specific de 0,167 l/rot, turaţia de 150 rot/min, momentul la arbore de 15 kgfm şi presiunea de 57 kgf/cm^2. Motorul este prezentat în figura 2 (*1* — arbore motor; *2* — capac rulment; *3* — corp lateral I; *4* — carcasa statorului; *5* — corp lateral II; *6* — carcasa distribuitorului; *7* — corpul canalelor circulare; *8* — corpul canalelor axiale;

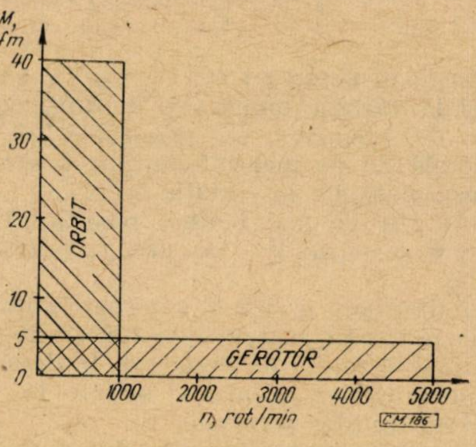


Fig. 1

9 — traversă; *10* — rulment oscilant; *11* — bucşă; *12* — piston).

Problema cea mai delicată în proiectarea motorului a constituit-o stabilirea profilului conducător de rulare ce defineşte statorul.

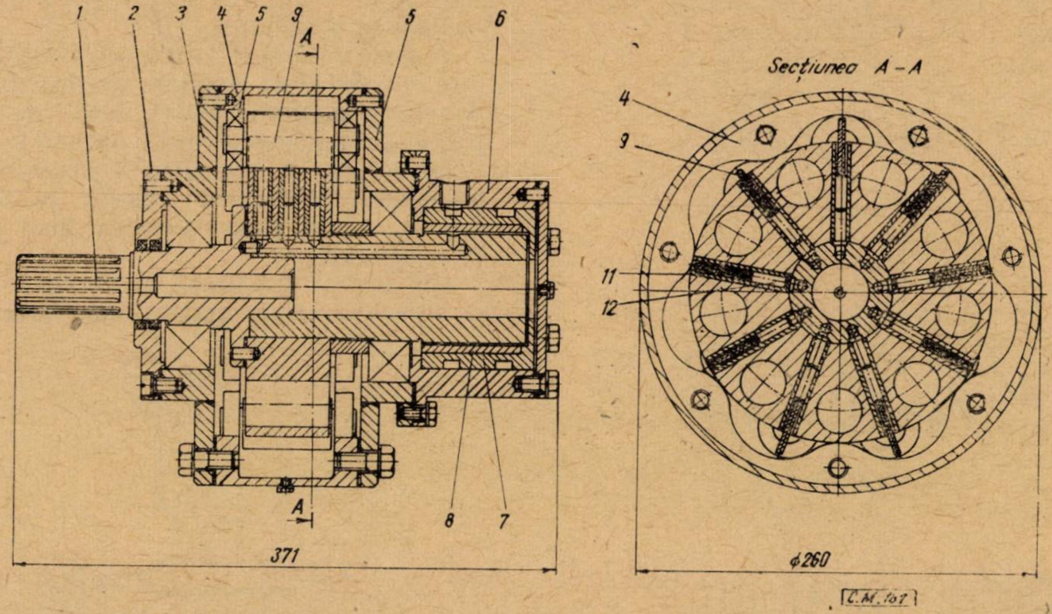


Fig. 2

A fost preferat profilul parabolic, care, faţă de alte profile, are acceleraţie mai redusă şi de asemenea o viteză de rotaţie mai mare la un

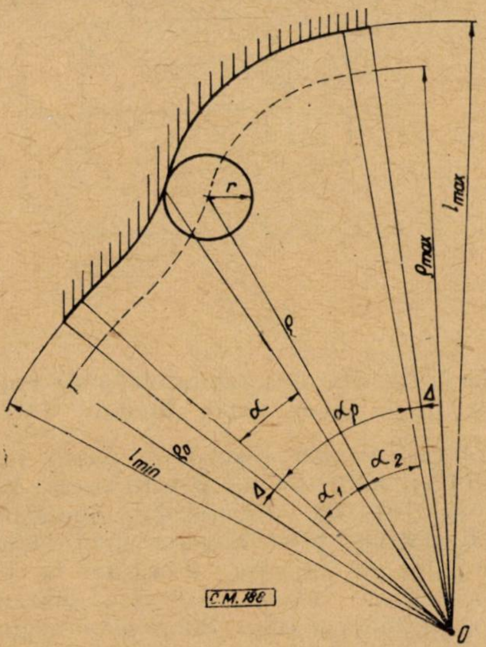


Fig. 3

randament efectiv mai ridicat şi o mărire a randamentului hidraulic pentru o turaţie constantă a arborelui. Pericolul vibraţiilor ce însoţeşte folosirea profilelor parabolice (în domeniul vitezelor mari) nu apare în acest caz, deoarece încărcarea datorită inerţiei sistemului reprezintă în efortul principal circa 10—15%. Experimentarea diverselor motoare cu profil parabolic [2] a confirmat lipsa vibraţiilor sau şocurilor în motor, la intrarea în zona turaţiilor înalte.

Revenind la problema pe care o presupune stabilirea unui profil de rulare corespunzător (fig. 3), în cazul soluţiei H.R.M.M.—10 s-a ajuns la un unghiu de lucru al profilului $\alpha_p = 22°12'50''$, cu două zone de flancare $\Delta = 1°45'$. În aceste zone pistonul nu se mişcă radial, porţiunea de profil servind compensării inexactităţilor de prelucrare.

Calculul vectorului radial ρ al traiectoriei centrului rolei, aprecierea vitezei v şi a acceleraţiei au fost făcute în cazul $0 < \alpha < \alpha_1$ cu relaţiile:

$$\rho = \rho_0 + h \frac{\alpha^2}{\alpha_1 \alpha_p},$$

$$v = 2h \frac{\omega}{\alpha_1 \alpha_p} \alpha,$$

$$a = 2h \frac{\omega^2}{\alpha_1 \alpha_p},$$

iar în cazul $\alpha_1 < \alpha' < \alpha_p$ cu relaţiile:

$$\rho' = \rho_1 + h \left(2 \frac{\alpha'}{\alpha_p} - \frac{\alpha'^2}{\alpha_2 \alpha_p}\right),$$

$$v' = v_{max} - 2h \frac{\omega}{\alpha_2 \alpha_p} \alpha',$$

$$\alpha' = -2h \frac{\omega^2}{\alpha_2 \alpha_p},$$

unde $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha_p}{2}$, la dimensiunile pistonului Ø 8 × 30 mm și cursa $h = 18$ mm.

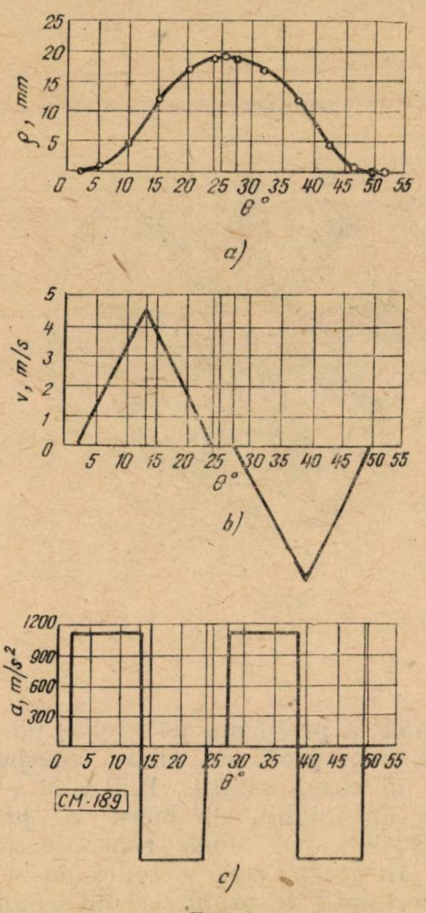


Fig. 4

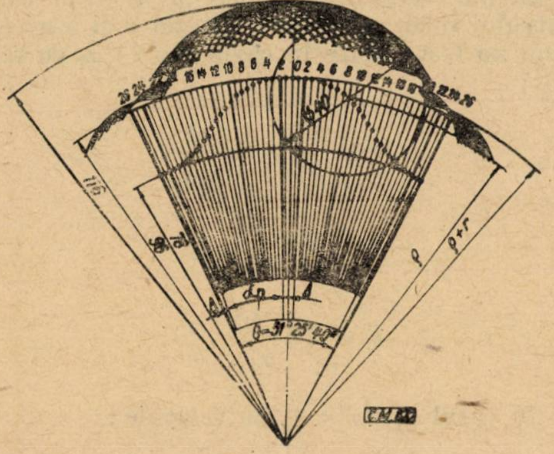


Fig. 5

Din diagramele de variație a mărimilor ρ, v și a în funcție de $\theta = 2\ (\alpha_p + 2\Delta)$, prezentate în figura 4 *a*, *b* și respectiv *c*, se constată că viteza și accelerația rămîn în limite acceptabile în punctele de inflexiune ale profilului. Profilul rezultat este arătat în figura 5.

Coeficientul de utilizare a profilului $\left(c = \frac{\alpha_p \cdot x}{\pi}\right.$ unde x este numărul profilelor de lucru$\left.\right)$ reflectă valoarea zonelor de staționare radială a pistonului.

Pentru o curgere laminară, debitul de lucru este satisfăcător, canalele de distribuție avînd diametrul de 8 mm (patru canale de admisiune, patru de refulare și unul obturat).

Tehnologia de execuție a pieselor motorului presupune rezolvarea cîtorva probleme mai dificile, unele dintre acestea fiind prezentate în continuare.

a) Pistonul *12* și bucșa sa *11* (fig. 2) se execută în sistemul alezaj unitar alunecător, clasa de precizie 1, iar calitatea suprafețelor de contact a celor două piese, între limitele $\underset{\vee}{0{,}8}-\underset{\vee}{0{,}2}$. Ca material pentru piston se poate utiliza Rul 1/STAS 2881—61, iar pentru bucșă, 13 CN 33/STAS 791—63. Ansamblul bucșă-piston poate fi obținut prin folosirea unor elemenți ai pompelor de injecție, fabricate la Uzina Mecanica Fină Sinaia, calitatea materialului și a prelucrării celor două piese asigurînd o funcționare excelentă la presiunea de lucru de circa 70 kgf/cm².

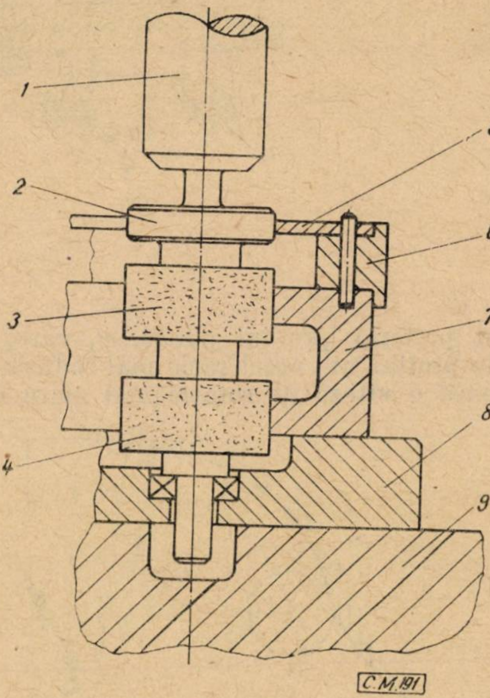


Fig. 6

b) Statorul se execută dintr-un material cementabil, prelucrările de degroșare și finisare făcîndu-se pentru ambele profile de rulare simultan. Ca metodă se utilizează copierea după șablon (fig. 6, *1* — capul de rectificat; *2* — rolă de copiere; *3*, *4* — pietre de rectificare; *5* — șablon; *6* — inel distanțier; *7* — stator; *8* — placa dispozitivului; *9* — masa mașinii de rectificat), dispozitivul folosit putînd fi adoptat și la mașini de găurit verticale cu turații corespunzătoare procesului.

Calitatea suprafețelor de rulare trebuie să se încadreze în limitele $\underset{\vee}{1{,}6}-\underset{\vee}{0{,}4}$. Alături de corectitudinea geometriei profilului, calitatea suprafeței de rulare afectează direct durabilitatea în exploatare a ansamblului.

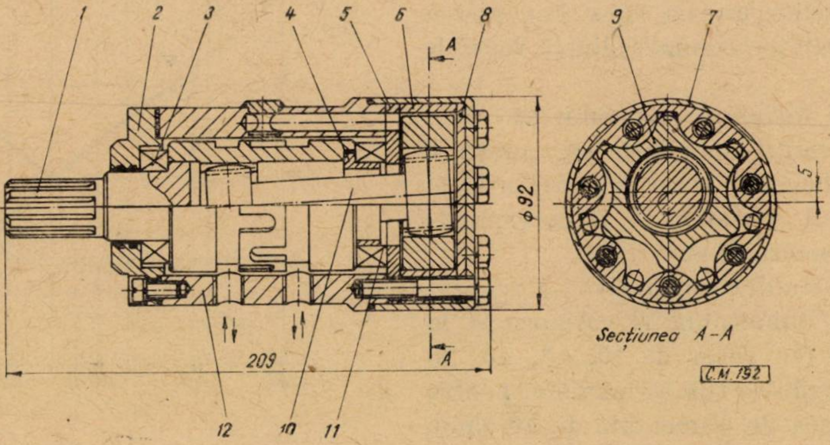


Fig. 7

c) Anumite dificultăți implică și operația de divizare a găurilor și canalelor de distribuție din arborele distribuitor 1 (fig. 2). În cazul unui diametru $D_{dis} = 68$ mm, pentru 10 canale eroarea maximă admisă la divizare este de ± 0,5′ (pretenție satisfăcută de mașina de găurit în coordonate model 2B440, de exemplu). Calitatea suprafețelor de contact la rotire trebuie să se încadreze în limitele $\underset{\vee}{0{,}4}-\underset{\vee}{0{,}1}$. După cementare și rectificare, duritatea suprafețelor de contact ajunge la 56—64 HRC.

Dificultățile semnalate mai sus se ivesc și la prelucrarea corpului *7* al canalelor circulare și a corpului *8* al canalelor axiale.

În concluzie, motorul hidraulic rotativ H.R.M.M.—10, cu dimensiunile de gabarit Ø 260 × 371 mm, reprezintă o soluție superioară celor clasice, însă are anumite inconveniente în ceea ce privește parametrii caracteristici și tehnologici de execuție. Astfel, motorul prezintă inerție ridicată la modificări rapide ale parametrilor lichidului de lucru, ceea ce afectează viteza de reacție în circuitul de acționare. În domeniul inferior valorii de 50 rot/min, stabilitatea turației este redusă. Datorită complexității ridicate a motorului, tehnologia de execuție a mai multor repere este dificilă, chiar dacă se recurge la utilizarea unor elemenți bucșă-piston fabricați de firmele specializate. Alte deficiențe constau în durabilitatea redusă a etanșării în zona distribuției, valorile ridicate ale greutății specifice și ale dimensiunilor de gabarit și costul ridicat pe unitate.

Aceste deficiențe limitează simțitor aplicabilitatea soluției, ea fiind utilizată numai în cazuri singulare.

* * *

Variantele H.R.O—09A și H.R.O—09B ale motorului tip ORBIT au dat pe deplin satisfacție în timpul probelor. Ele se caracterizează prin pornire, oprire și inversare a sensului de rotație practic instantanee, prin menținerea constantă a turației reglate începînd cu 1—2 rot/min și prin putere constantă în domeniul turațiilor joase.

Principalele avantaje de ordin constructiv și utilitar ale variantelor sînt: posibilitățile multiple de adaptare la instalații și echipament de acționare, eliminarea surselor costisitoare de putere, precum și a lanțurilor cinematice (angrenaje, cuplaje, transmisii prin curele) suplimentare, ungerea perfectă a organelor în mișcare, construcția extrem de compactă și cu un număr redus de piese.

Motorul poate lucra ca pompă dozatoare sau manuală, avînd un coeficient de reversibilitate de 100%.

În continuare se descrie modul de funcționare al variantei H.R.O—09B, prezentată în figura 7 (*1* — arbore distribuitor; *2* — capac; *3* — rulment axial; *4* — corp intermediar; *5* — inel distanțier; *6* — stator; *7* — capac; *8* — placă; *9* — rotor; *10* — arbore danturat; *11* — rulment axial; *12* — corp).

Mișcarea rotorului *9* este similară mișcării satelitului în cazul unui angrenaj planetar K—H—V, sensul său de mișcare fiind invers sensului de rotire a camerelor de presiune (trei camere sub presiune și patru pe refulare). Sensul de mișcare al centrului rotorului corespunde sensului de rotire al camerelor de presiune și, în consecință, are loc în veriga rotor-stator o demultiplicare de 1 : 6, fapt ce explică valoarea mare a momentului furnizat. Deplasarea în 42 de camere a uleiului în timpul unei rotații a arborelui asigură un mers liniştit al motorului, fără şocuri.

Deoarece între reperele *1 — 12* şi *6 — 9* există în permanenţă o peliculă de ulei sub presiune, iar arborele danturat *10* se roteşte în ulei, durabilitatea acestor piese este mult ameliorată. Practic, după o funcţionare de 2 000 ore în sarcină nu s-a constatat nici o degradare a suprafeţei vreunuia dintre reperele amintite.

Pentru aceeaşi lăţime a statorului (25 mm) şi în aceleaşi condiţii de alimentare, creşterii cu 6 mm a diametrului rotorului variantei *A* faţă de diametrul variantei *B* îi corespunde o majorare a momentului cu 5 kgfm.

În cadrul unor studii comparative s-a realizat varianta *B* la o dimensiune şi varianta *A* la cinci dimensiuni (cu rotor de 10, 15, 20, 25 şi 30 mm), obţinîndu-se turaţii maxime, pentru debitul şi presiunea de alimentare de 40 l/min şi respectiv 60 kgf/cm², între 70 şi 260 rot/min la varianta *A* şi 300 rot/min la varianta *B*.

În figura 8 este dată nomograma caracteristică unui motor. Cu acelaşi corp 12 (fig. 7), prin adoptarea unor subansambluri rotor-stator de diverse dimensiuni, se pot obţine soluţii cu turaţii şi momente diferite, în cazul menţinerii sursei de alimentare. Această încercare s-a făcut utilizîndu-se pe rînd motoarele din varianta *A* pentru acţionarea unui sistem de filetare automat cu tarod curb, pînă în momentul găsirii dimensiunii optime a motorului (de exemplu dimensiunea 10 pentru filetarea piuliţelor M20 × 1,5).

Realizarea acestui motor cu performanţe neatinse de modelele utilizate pînă în prezent nu pune probleme deosebite, cu excepţia rotorului şi statorului.

Prelucrarea rotorului se poate face pe o maşină de mortezat roţi dinţate LORENZ, cu o sculă avînd raza egală cu cea a dintelui statorului, într-o mişcare obişnuită de angrenare. Generarea conturului rotorului este arătată în figura 9 (*r* — raza sculei; *R* — raza rotorului; *e* — excentricitatea rotorului faţă de stator).

Prin operaţia de mortezare se obţine o calitate satisfăcătoare a suprafeţei, nemaifiind necesară rectificarea conturului. Rotorul a fost executat din 13CN33 STAS 791—63; prin tratamentul termic aplicat după mortezarea conturului exterior şi a danturii interioare, duritatea tuturor suprafeţelor de lucru a atins 56—60 HRC.

Statorul motorului (realizat tot din 13CN33) a fost executat prin mortezare după contur pe o maşină model 7A420, cu un cuţit lamă şi finisat cu un cuţit profilat. Broşarea majorează productivitatea, însă procedeul este cu mult mai costisitor, ducînd şi la copierea eventualelor erori de divizare sau de profil ale sculei. Statorul a fost supus aceluiaşi tratament ca şi rotorul.

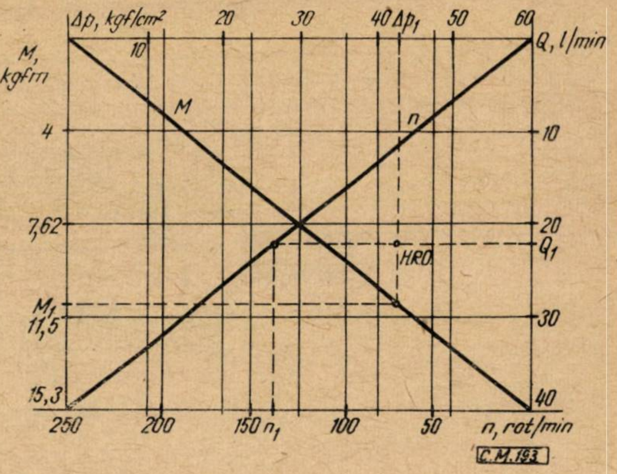


Fig. 8

Încălzirea celor două piese în stare asamblată duce la ovalizarea statorului pînă la 1,5 mm (la diametrul de 86 mm); pentru evitarea ovalizării, piesele au fost încălzite separat în loturi.

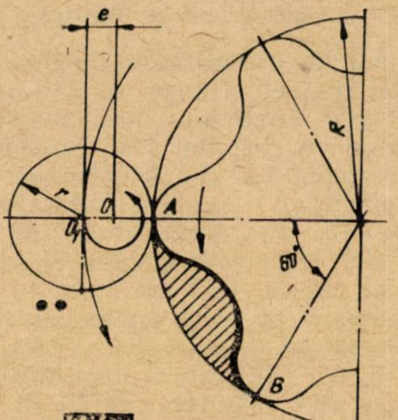


Fig. 9

După operaţia de tratament s-a rodat statorul cu rotorul — folosindu-se pastă abrazivă diluată în ulei mineral — pînă s-a obţinut un joc radial de 0,03—0,06 mm. Pentru evitarea blocării în funcţionare, s-a realizat o diferenţă de grosime între rotor şi stator de 0,05 mm.

O îmbunătăţire a randamentului şi uşurarea considerabilă a tehnologiei de execuţie se pot realiza prin înlocuirea dinţilor statorului cu role (fig. 10, a — varianta realizată; b — varianta cu role). În acest caz, statorul se poate prelucra uşor pe o maşină de găurit în coordonate, iar rolele, piese de uzură, se prelucrează independent.

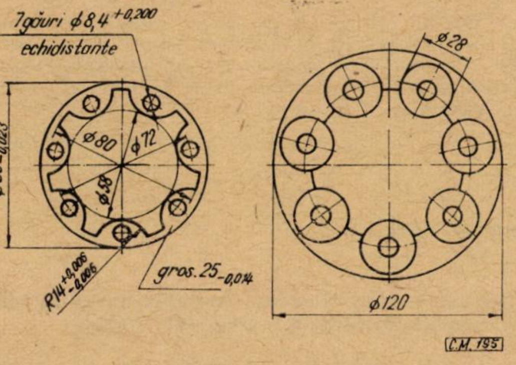


Fig. 10

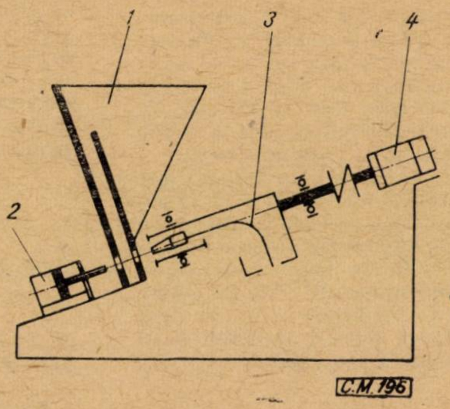


Fig. 11

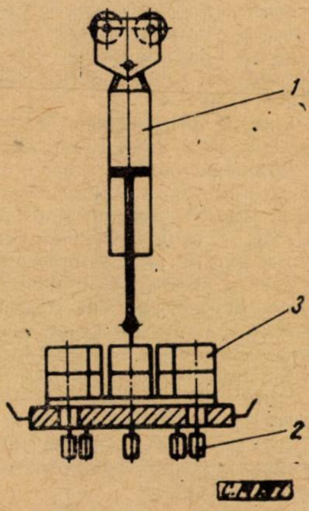


Fig. 12

În privinţa arborelui 1 şi a corpului 12 (fig. 7), esenţială este precizia divizării şi prelucrării canalelor, urmărindu-se respectarea unghiului de dispunere şi a lăţimii canalelor. Corpul 12 poate fi executat în construcţie sudată sau turnată. Forma exterioară a capacului 2 depinde de condiţiile asamblării motorului la agregat.

Prin tehnologia prezentată, varianta H.R.O—09A a fost iniţial realizată la turaţia de 80 rot/min şi momentul la blocare de 26 kgfm, iar varianta H.R.O—09B, la 125 rot/min şi 20 kgfm la blocare, pentru un sistem alimentat la 38 l/min şi 60 kgf/cm^2. Prin construirea unui set de rotoare şi statoare cu diverse grosimi, turaţia a crescut la varianta 09A pînă la 250 rot/min.

Efortul depus, în colaborare cu Institutul politehnic Timişoara — Catedra de tehnologia construcţiilor de maşini — urmăreşte găsirea unei formule optime pentru motorul hidraulic rotativ de mare moment, destinat acţionărilor în domeniul $n = 10-1\,000$ rot/min şi $M = 20-25$ kgfm.

Cele două variante (09A şi 09B) au fost folosite în acţionările hidraulice a două agregate executate prin autodotare în uzină.

Astfel varianta 09A este utilizată la antrenarea celor patru scule în cazul maşinii automate de filetat piuliţe MAF—08 (fig. 11, *1* — buncăr; *2* — alimentator; *3* — tarod curb; *4* — motor rotativ), iar varianta 09B, la antrenarea celor opt chei tubulare ale agregatului de înşurubat piuliţe AIP—05 (fig. 12, *1* — motor liniar pneumatic; *2* — cheie tubulară; *3* — motor rotativ).

Avînd în vedere avantajele ce decurg din folosirea principiului ORBIT în proiectarea unor noi tipuri de motoare şi pompe, vor urma în curînd — desigur — aplicaţii mai ample ale acestuia în construcţia de maşini-unelte, un domeniu care încă nu a beneficiat de această noutate.

BIBLIOGRAFIE

[1] The S A E. Journal, sept 1967.

[2] *Ponomarenko, I. E.* ş.a. Radialinoporşnevie vîsokomomentnîe ghidromotorî. Moscova, 1964.

Documentare

Stanki i instrument.

nr. 10, 1969.

E. I. Kudinov, V. A. Nazarkov și B. I. Starinov. **Noi scheme de așchiere la broșare.**

La uzina de automobile din Gorki s-au introdus în fabricație broșe care lucrează după scheme noi de așchiere, pentru prelucrarea suprafețelor exterioare fasonate și a orificiilor cu caneluri rectilinii și evolventice. Aceste scheme asigură îmbunătățirea calității suprafețelor broșate și mărirea durabilității sculelor.

Schema de generare a profilului broșat (fig. 1) este caracterizată prin aceeași lungime Δl a muchiilor așchietoare auxiliare ale tuturor dinților broșei; se asigură astfel încărcarea uniformă a dinților. În figura 1 s-au numerotat consecutiv dinții broșei, începînd de la baza acesteia. Cu notațiile din figură, distanța de la centrul arcului broșat pînă la dintele n, necesară în calculul broșei, este $c_n = r \sin(\alpha + n\alpha_0)$.

Pentru broșarea preliminară a suprafețelor exterioare profilate, dinții broșei sînt organizați în cîteva grupe de tăișuri rectilinii. În fiecare grupă dinții sînt paraleli, iar în lungul broșei sînt dispuși în așa fel încît ultimul tăiș al fiecărei grupe este tangent la suprafața prelucrată. În figura 2 sînt reprezentate convențional numai două grupe alăturate de tăișuri, grupei 1 revenindu-i un adaos de prelucrare mai mare decît grupei 2. Pentru broșarea tuturor zonelor profilului piesei se alege de regulă un număr sporit de grupe, sau se utilizează un set de broșe.

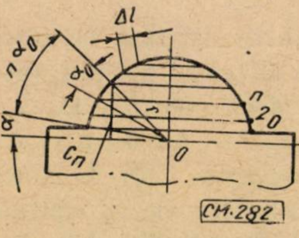


Fig. 1

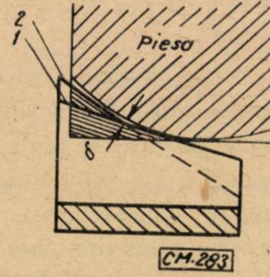


Fig. 2

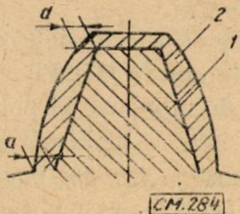


Fig. 3

După așchierea cu grupa 1, intră în contact cu piesa grupa 2, care începe și prelucrarea părții din stînga a piesei (ultimul aspect nu este reprezentat în figura 2). În continuare lucrează cîte două grupe, una în partea din stînga și cealaltă în partea din dreapta, ceea ce limitează lungimea de broșare și durata operației. Sub acțiunea tăișurilor a două grupe alăturate, pe piesă pot rămîne ridicături cu înălțimea δ, admisibile numai la broșarea preliminară. Reascuțirea broșei se execută pe suprafața de așezare, cu adîncire în corp corespunzătoare înălțimii normale a dinților. Numărul de reascuțiri poate fi de 4—5 ori mai mare decît la broșele obișnuite.

Pentru broșarea în două sau mai multe treceri a orificiilor canelate evolventice cu lungimea mai mare decît dublul diametrului, s-au proiectat seturi speciale de broșe. De exemplu, în figura 3 se prezintă setul format din broșele *1*, cu profil trapezoidal și *2*, cu profil evolventic. Adaosul lateral de prelucrare *a* pentru broșa *2* este cuprins între 0,2 și 0,5 mm. Folosirea broșei trapezoidale *1* pentru trecerea preliminară asigură simplificarea și deci ieftinirea fabricației. Această practică are însă dezavantajul adaosului variabil de prelucrare al broșei evolventice *2*; ca urmare forța de așchiere este neuniformă, mai mare în zona centrală unde adaosul este mai mare, determinînd abateri însemnate de formă și calitate ale suprafeței prelucrate și durabilitate mică a broșei *2*.

Dezavantajul precedent este evitat dacă și broșa de prelucrare preliminară este evolventică, dar costul acesteia depășește costul broșei trapezoidale. Rezultate mai bune s-au obținut executînd profilul broșei de prelucrare preliminară din porțiuni plane (profil cu linie frîntă) înscrise în profilul evolventic. De asemenea, se utilizează cu succes seturi de trei broșe, avînd, în ordinea trecerilor, profil trapezoidal, cu linie frîntă și evolventic.

Gh. Z.

Mașinostroitel.

nr. 10, 1969

P. P. Sobolevski. **Crearea mașinilor-unelte de înaltă precizie — condiție principală a progresului tehnic.**

La uzina de mașini-unelte ,,S. M. Kirov” din Vitebsk, specializată în mașini de rectificat fără centre și mașini de prelucrare sferică, s-a urmărit în ultimii ani realizarea unor produse de înaltă precizie. De exemplu, pentru asigurarea execuției superioare și durabilității ridicate în cazul arborilor și ghidajelor mașinilor, s-a pus la punct tehnologia de fabricație a oțelului înalt aliat 38 HMIuA, care include și tratamentul de nitrocementare. S-a obținut astfel precizia de 0,5 μm la rectificarea fusurilor corespunzătoare durității superficiale de 65 HRC. Alte realizări de ținută constau în utilizarea lagărelor hidraulice tip LON-34 și a noului material sintetic cu mare duritate ,,elbor”.

Dintre mașinile de rectificat fără centre se remarcă modelele 3D180 și 3D182. Ele sînt utilizate pentru piese cu diametrul de 0,2—6 mm, respectiv de 0,8—25 mm, asigurînd precizia de rectificare de 0,8 μm. Din aceeași clasă fac parte automatul VȘ 330 pentru rectificarea supapelor în producție de flux, mașina VȘ 450 pentru rectificarea sîrmelor în balot, mașinile de prelucrat sferic MȘ 33 M, VȘ 314 etc.

Recent au fost lansate în fabricație primele exemplare ale unei noi familii de mașini de detalonare, rectificare și danturare. Familia cuprinde nouă modele de bază, cu discuri normale și late, permițînd finisarea diametrelor cuprinse între 0,2 și 360 mm; datorită unor modificări preconizate, familia va fi amplificată încorporînd în plus mașini cu precizie sporită, înaltă și foarte înaltă, mașini simplificate pentru prelucrare ,,la trecere”, mașini de rodat etc. Componentele acestei familii se deosebesc de produsele anterioare prin calitatea execuției și productivitate mai ridicate, printr-un grad mai avansat de unificare a organelor și subansamblurilor, prin arhitectură modernizată. Ciclurile funcționale respective sînt automatizate, fiind prevăzută, de asemenea, corectarea automată a uzurii pietrei pentru un ciclu dat.

Rezultate pozitive s-au obținut la experimentarea mașinii fără elevator VȘ 114 pentru prelucrare sferică: ea este utilizată la execuția bilelor cu diametrul de 3—14 mm, realizînd precizia de 0,4 μm.

O altă familie de mașini lansată în uzină este destinată superfinisării pieselor de revoluție cu un larg domeniu de diametre. Ea va cuprinde zece modele, printre care mașina 3879 pentru precizia de 0,3—0,5 μm.

G. Z.

Revista revistelor

Stanki i instrument

nr. 9 1969.

Koval, M. I. — Transmisiile electrice ale maşinilor grele de frezat pentru prelucrarea după trasaj.

Bron, L. S. şi *Jilin, D. D.* Transmisie hidraulică de avans pentru capete de forţă cu gabarit mic.

Burkov, V. A. — Dispozitiv de strîngere a elementelor deplasabile ale maşinilor-unelte de aşchiere.

Liudvig, B. Iu. Strunguri verticale semiautomate cu un singur arbore

Kovalev, I. T. Kiper, E. V. şi *Mihailenko, V. P.* — Încercarea de scurtă durată a durabilităţii strungurilor automate.

Arapov, A. N. — Puterea mersului în gol al cutiilor de viteze cu discuri multiple.

Denisov, A. A. Nagornîi, V. S. şi *Reşetihin, N. V.* — Convertizoare hidraulice electrostatice la maşinile-unelte cu comandă program.

Sinicikin, S. G. şi *Nekliudov, V. P.* — Comutarea automată a sectoarelor la sistemele de urmărire ale maşinilor de frezat prin copiere.

Grigorova, S.R. şi *Tolstoi, D.M.*— Influenţa vibraţiilor proprii de contact asupra frecării statice.

Margulis, D. K. — O nouă metodă de calcul al profilului broşelor evolventice.

Voskoboinikov, B. S. — Viteza de aşchiere şi vibraţia la broşare.

Martînov, G. A. — Strunjirea aliajelor magnetice cu încălzire electrică de contact.

Bobrovski, V. A. şi *Pisarev, V.S.* — Curenţi termoelectrici la găurirea metalelor.

Sergheevici, A. P. — Influenţa parametrilor procesului de rectificare electrochimică asupra productivităţii.

Maerov, A. G. — Profilarea muchiei de îndepărtare a şpanului la bacuri de detalonare.

Kazarian, G.A. — Mortezarea dinţilor roţilor dinţate de modul mic, cu sporirea avansului.

Kopîlin, A. Ia. — Strunjirea poliedrilor.

Hudobin, L. V. — Influenţa lichidului de răcire-ungere asupra îmbîcsirii discurilor de rectificat.

Krîstip, I. (R.P.B.) — Maşina EMO-250 pentru profilare electro-chimică.

Lihterman, I. A. şi *Cernov, V. A.* — Automat pentru centruirea ambelor capete ale axelor.

Ivanov, A. M. — Masă de copiat prin coordonate. Noi maşini-unelte.

Gh. Z.

Sudostroenie

nr. 9, 1969

Sterkin, S. M. şi *Trapeznikov, M. S.* — Capul de serie al tancului petrolier ,,Mangîşlak''.

Voevodskaia, E. N. — Elice coaxiale pentru nave de transport de mare tonaj.

Ciuvikovski, V. S. — Probleme generale ale stabilităţii deciziilor, obiecte şi algoritmi (cu aplicare la mecanismele existente ale navelor).

Titkov, Iu. S. — Influenţa rigidităţii pereţilor transversali şi laterali ai cabinelor de comandă asupra stării lor de tensiune, la încovoierea generală a corpului.

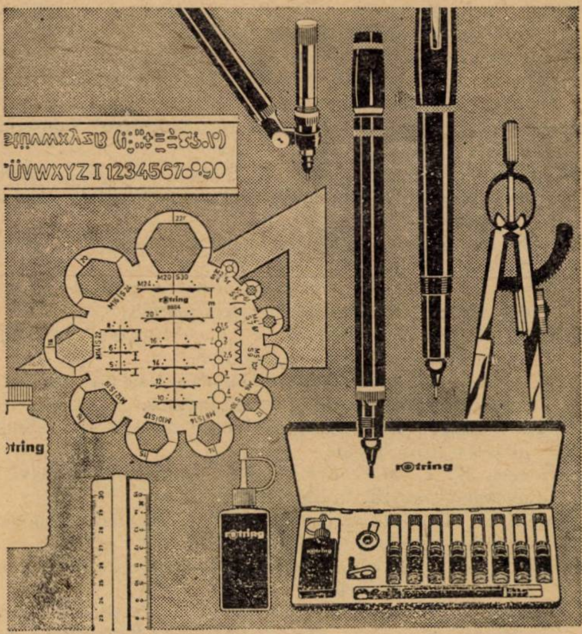
Iuhimuk, L. Ja. — Stabilitatea formelor plane de încovoiere a fermelor, cu considerarea răsucirii reţelelor componente.

Egorov, N. F. — Asupra alegerii parametrilor amortizorului de zgomot al sistemului de ventilaţie.

Ţigankov, A. S. — Calculul ejectorului cu jet de apă.

Freidel, R. V. — Armături cu transmisie hidraulică.

Zelikson, J. L. şi *Sverdlov, N. L.* — Standardizarea şi nor-



rotring

macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm.

Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.

Pentru scrierea curată şi exactă, Rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.

Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 8 grosimi de linii de la 0,15 la 1,2 mm. De asemenea, a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă.

Cu Rotring se poate desena mai uşor — mai repede — mai raţional!

- ● Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- ● Uşurează alegerea grosimii necesare
- ● Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- ● Asigură lucrări curate
- ● Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- ● Se reîncarcă în mod simplu
- ● Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile în cazurile în care se cere o înaltă precizie: stilou de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

RIEPE—WERK 2 Hamburg—54
POSTFACH 13 529
REPUBLICA FEDERALĂ A GERMANIEI

vă rugăm cereţi prospecte

malizarea complexă a liniei de arbore la navele maritime.

Abramov, E. S. și *Sedakov, L. P.* – Posibilitățile de micșorare a depunerilor în desalinizatoarele navelor.

Iudițki, F. L. și *Smirnov, O. R.* – Evaluarea durabilității elementelor instalației energetice.

Nave-container cu turbine cu gaze construite în R.F.G.

Nicolaev, V. I. și *Balenko, Iu. K.* – Metoda „sistem-tehnic” în automatizarea navelor.

Nava-cursă de pasageri automatizată „Starvard” construită în R.F.G.

Leikin, V. S., *Levin, A. M.* și *Rodștein, L. A.*– Analiza comparativă a convertizoarelor instalațiilor electrice ale navelor.

Obolenski, N. V. — Radiatoare electrice tubulare pentru nave și clasificarea lor.

Demidov, O. N. — Noi uși standardizate pentru nave și carcase pentru trambuchiu de pasarelă.

Bartenev, V. D. și *Mihailova, I. A.* — Cauzele toxicității materialelor sintetice polimerice.

Arhangorodski, A. G. — Recondiționarea vaselor din punctul de vedere al duratei de exploatare.

Conferința despre problemele protecției muncii și profilaxia noxelor profesionale.

Andrievski, M. I. și *Lehțier, A. R.* — O nouă motonavă de pasageri pentru fluviul Neva.

Dubravin, A. I. — Contribuția lui D. I. Mendeleev în construcția de nave și navigația arctică.

Koșevoi, A. L. — Istoria creează legi și norme de încărcare la etanșeitate a vaselor.

Kovrljkin, V. F. și *Milovidov, V. V.* — Șantierul naval „partikuliarnaia” din Petersburg. Talentatul constructor rus de vase.

Bogdanov, B. V. — A 80-a aniversare a flotei grele de pe Volga.

Vidulki, L. M. — Muzeul armatei populare de voluntari din Leningrad.

Golian, P. S. — Bilanțul concursurilor constructorilor de nave de pe litoral. 25 de ani de construcție navale în R.P.P.

Gh. Z.

Soudage et techniques connexes

nr. 9/10 1969

Benoit, E. — Evoluția procedeelor de sudare în industria aerospațială.

Blanchet, N. și *Ricou, L.* — Exemple de realizări de ansambluri sudate, utilizate la turboreactoare.

A XXXVIII – a promoție E.S.S.A.

Gerbeaux, H. — Recomandări de asamblări prin sudură cu arc pentru construcția de aparate de oțel placat.

Construcții sudate : excavator hidraulic.

Noutăți ale constructorilor francezi de utilaj sudat.

Proiect de metodă de determinare a hidrogenului din oțelurile maleabile și slab aliate, în stare topită.

Lumea sudurii.

Martelle, J. — Cercetarea sudării aliajelor de aluminiu și caracteristicile mecanice ale cusăturilor.

Extrase din Buletinul de documentare pentru sudură.

Monografii despre fisuri fragile.

Notă despre duritatea cordonului de sudură și riscul fisurării la rece.

Gh. Z.

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAȚIEI

Raționalizează producția, contribuie la creșterea productivității și micșorează costurile de fabricație.

Confecționează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe și ușor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor și pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de așteptare și timpi morți în ateliere.

Creează condițiile pentru introducerea unei planificări raționale în ateliere, pentru încărcarea justă a mașinilor și pentru combaterea rebuturilor.

În combinație cu fișe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe țări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricației.

Rugăm cereți prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG **ORGANISATIONS-MITTEL GmbH**
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

PUBLICOM

Şurubelniţele cu comandă pneumatică reduc manopera în operaţiile din liniile de asamblare

Şurubelniţele cu motor Atlas Copco au fost realizate printr-o colaborare între inginerii din ateliere experţi şi specialişti în pneumatică. Aceasta explică pentru ce operaţiile de strîngere a şuruburilor devin, cu aceste şurubelniţe, mai uşoare pentru operator şi îi permit să strîngă mai multe şuruburi într-un timp mai scurt. Aceste şurubelniţe au o corectă distribuţie a greutăţii şi echilibrare cu un raport mare între putere şi greutate. Un mîner confortabil permite lucrătorului să utilizeze scula la capacitatea maximă fără oboseală. A fost micşorat şi nivelul zgomotului pentru a feri operatorul de un zgomot enervant.

156 diferite şurubelniţe din care se poate face alegerea

Pentru fiecare tip şi dimensiune de şurub, pentru fiecare piesă de prelucrat şi material veţi găsi şurubelniţa indicată printre cele 156 tipuri Atlas Copco, şi anume pe aceea care vă va strînge şuruburile cu un cuplu potrivit şi la preţul cel mai redus.

Caracteristicile sînt:

Trei diferite dimensiuni

- seriile 11 cu un domeniu al cuplului de la 1 la 40 kgcm,
- seriile 22 cu un domeniu al cuplului pînă la 100 kgcm,
- seriile 33 cu un domeniu al cuplului pînă la 200 kgcm.

Trei ambreiaje diferite

LUM — ambreiaj cu decuplare. Caracteristică ideală pentru îmbinări rigide şi puţin elastice. Indicat în special pentru materiale casante sau plastice. Se poate varia cuplul.

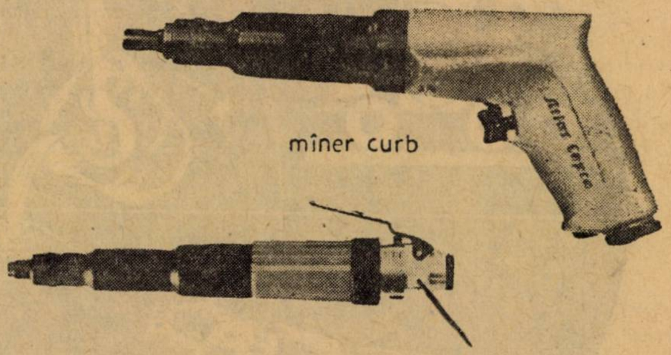
LUF — ambreiaj cu alunecare cu cuplu reglabil. Cu întrebuinţare universală pentru cele mai multe dintre asamblările cu şuruburi.

LUP — ambreiaj rigid, indicat în special pentru şuruburi pentru lemn, şuruburi cu autofiletare şi pentru alte asamblări cu o rezistenţă la strîngere variabilă în limite foarte mari.

Diferite domenii de viteze în fiecare din serii:

- seriile 11 — viteză maximă de la 400 la 4000 rotaţii pe minut,
- seriile 22 — viteză maximă de la 400 la 4900 rotaţii pe minut,
- seriile 33 — viteză maximă de la 500 la 2600 rotaţii pe minut.

Două diferite mînere:



mîner curb

mîner drept

Reversibilă sau nereversibilă

Trei tipuri de strangulare

Buton de declanşare

Pîrghie

Pornire prin apăsare (automat)

Dimensiunea şurubelniţei	Şuruburile maşinii pînă la	Şuruburi cu autofiletare pînă la	Şuruburi cu găurire pînă la	Şuruburi de lemn pînă la
seriile 11	5 mm	nr. 8 grosimea plăcii 2 mm	nr. 8 grosimea plăcii 1 mm	nr. 10
seriile 22	6 mm	nr. 12	nr. 10	nr. 12
seriile 33	8 mm	nr. 14 grosimea plăcii 5 mm	nr. 12 grosimea plăcii 3 mm	nr. 14

Întrebuinţaţi cuponul de mai jos pentru a cere informaţii tehnice suplimentare.

Către Atlas Copco AB. S—10523 Stockholm-Suedia

Vă rog să-mi trimiteţi informaţii tehnice detaliate asupra sortimentului dv. complet de şurubelniţe cu comandă pneumatică

Numele

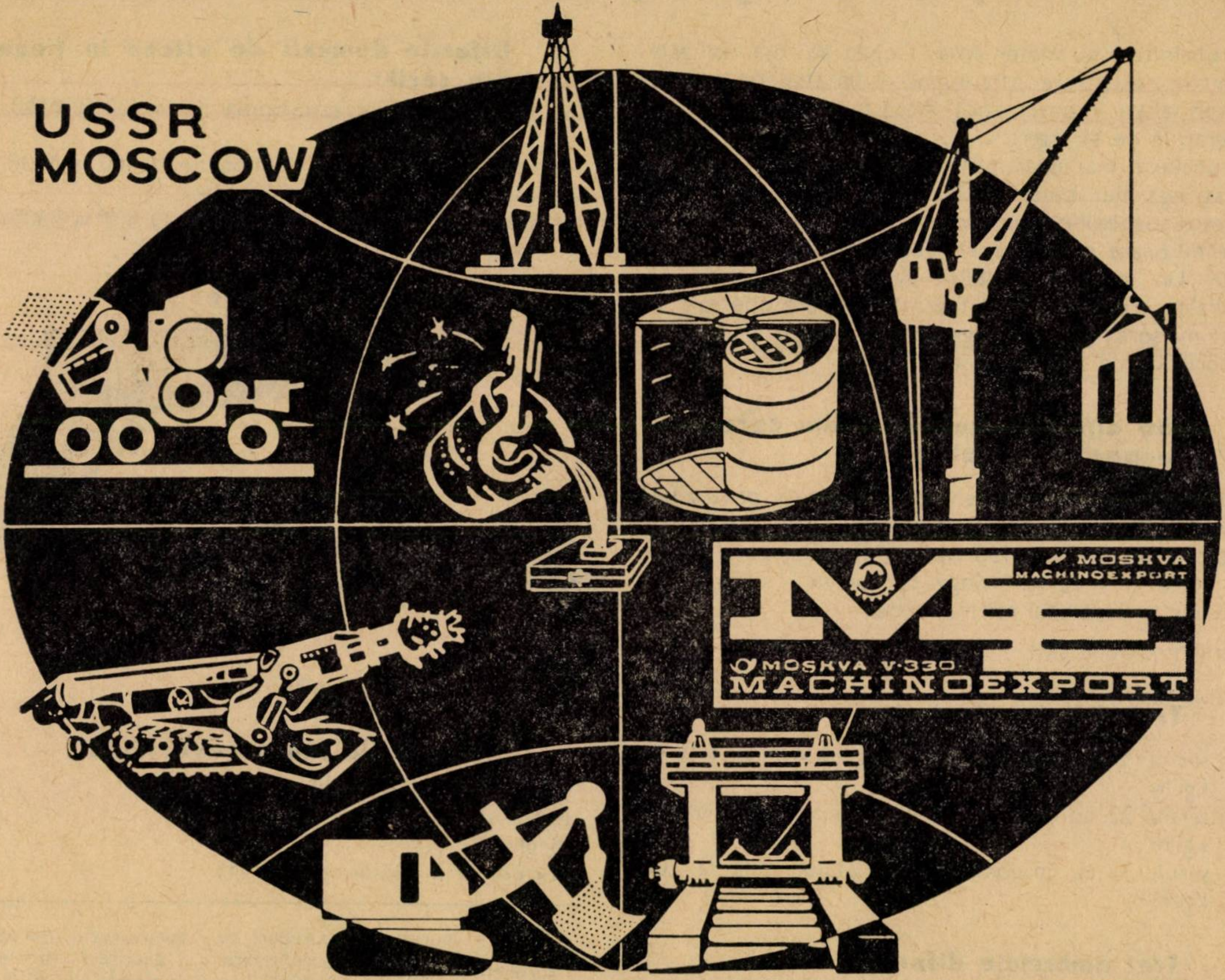
Funcţia

Adresa

12/70

Atlas Copco

Publicom


USSR
MOSCOW
MOSKVA
MACHINOEXPORT
MOSKVA V-330
MACHINOEXPORT

MACHINOEXPORT

Centrala sovietică Machinoexport livrează pentru industriile de bază echipamente adecvate

PETROL
foraje
extractie
prospectiuni geologice și geofizice
stocaj

MINE
productie
concasare-sortare
îmbogățire

METALURGIE
elaborare
turnare
laminare
trefilare

și utilaje diverse pentru turbării, lucrări publice și intreținere.

Adresa: V/O MACHINOEXPORT
U.R.S.S., Moscova V-330
Telex: 207

Publicom

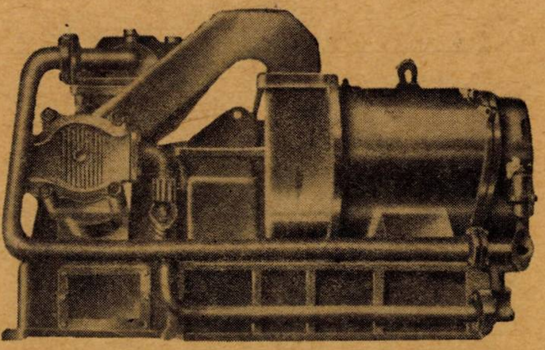
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

Timpuri Noi

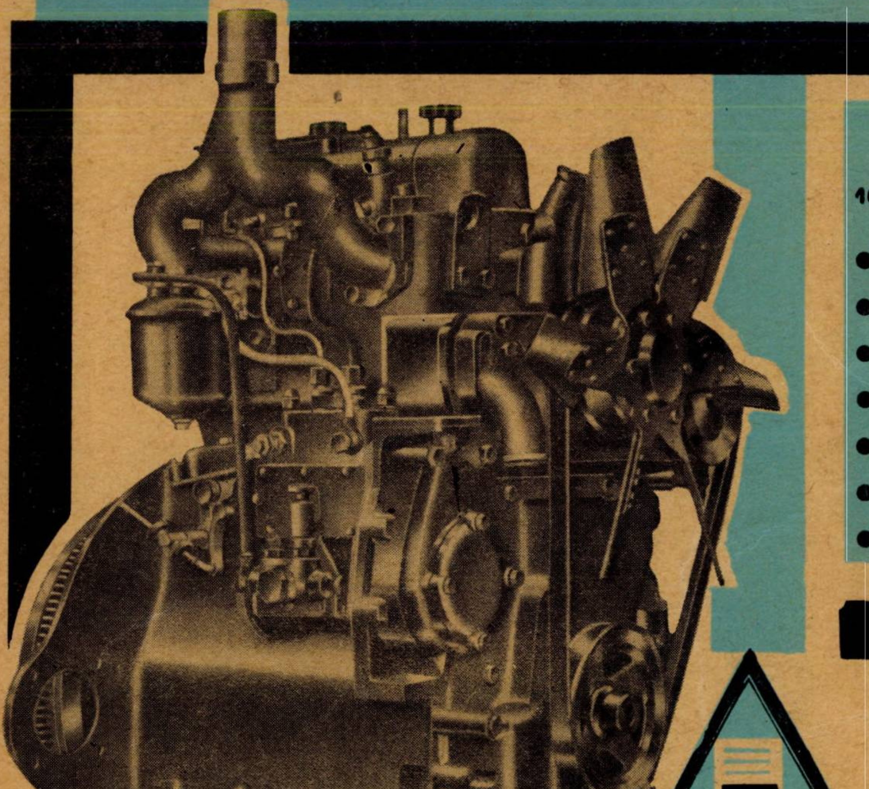
BUCUREȘTI

execută și livrează în țară și străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min și presiuni de 4—14 kgf/cm² pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motoare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
București tel. 31.51.02

E 3279

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

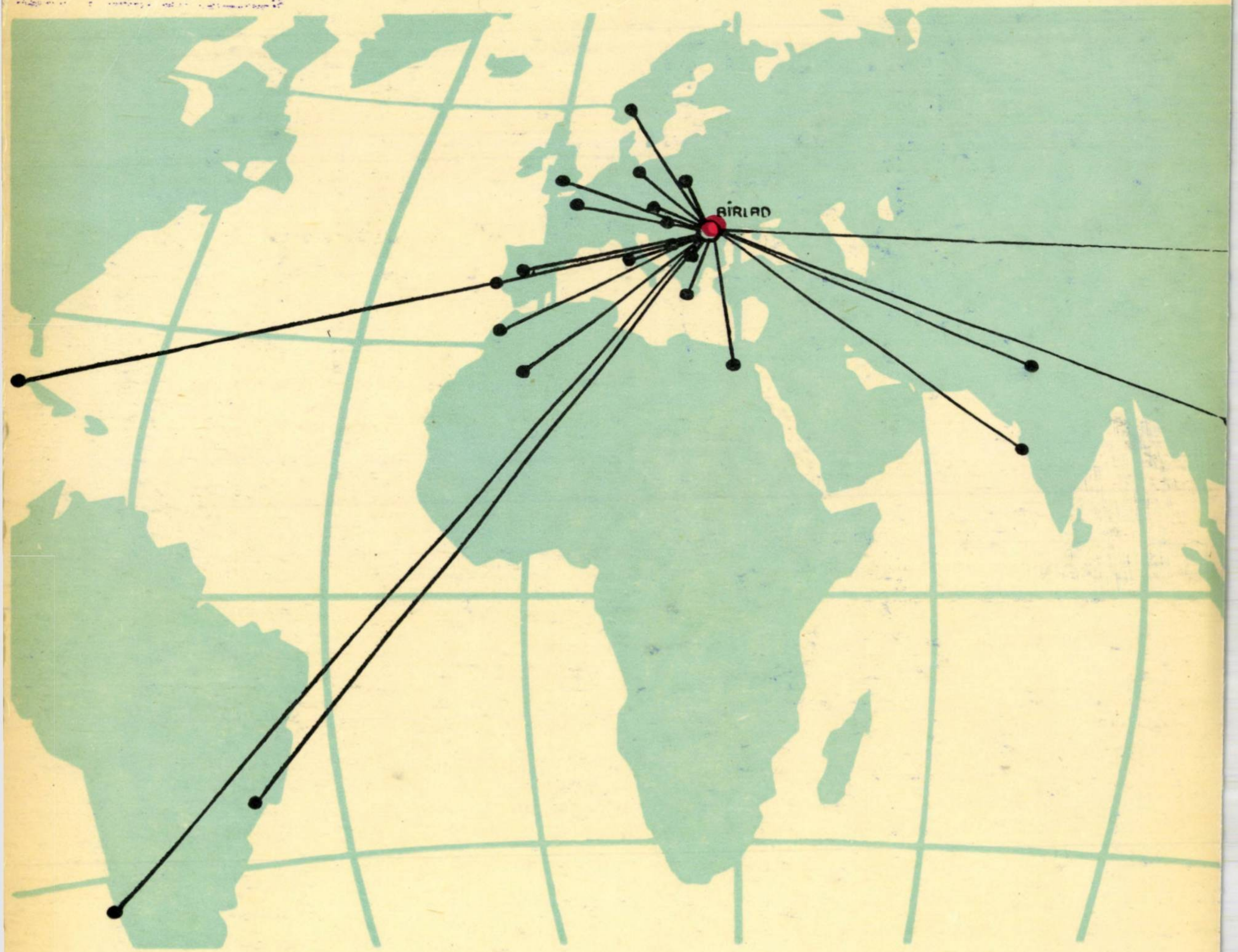
4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 4 • APRILIE 1970

C4
47

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

AVLÄSTES



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca:*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F B
MADE IN RUMANIA

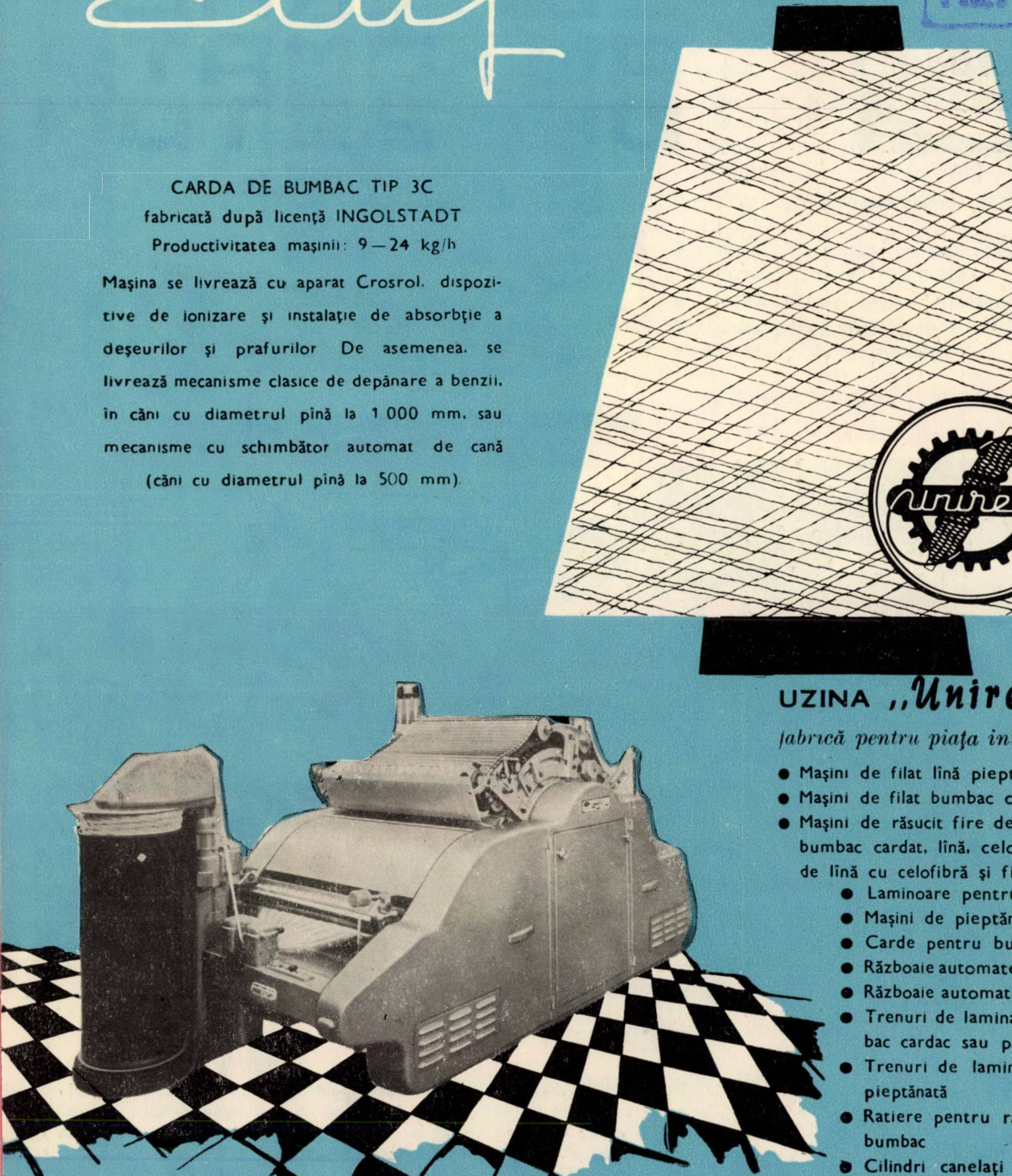
uzina UNIREA cluj

R
REFERALVA

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ

CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol. dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm. sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).



UZINA „Unirea" CLUJ

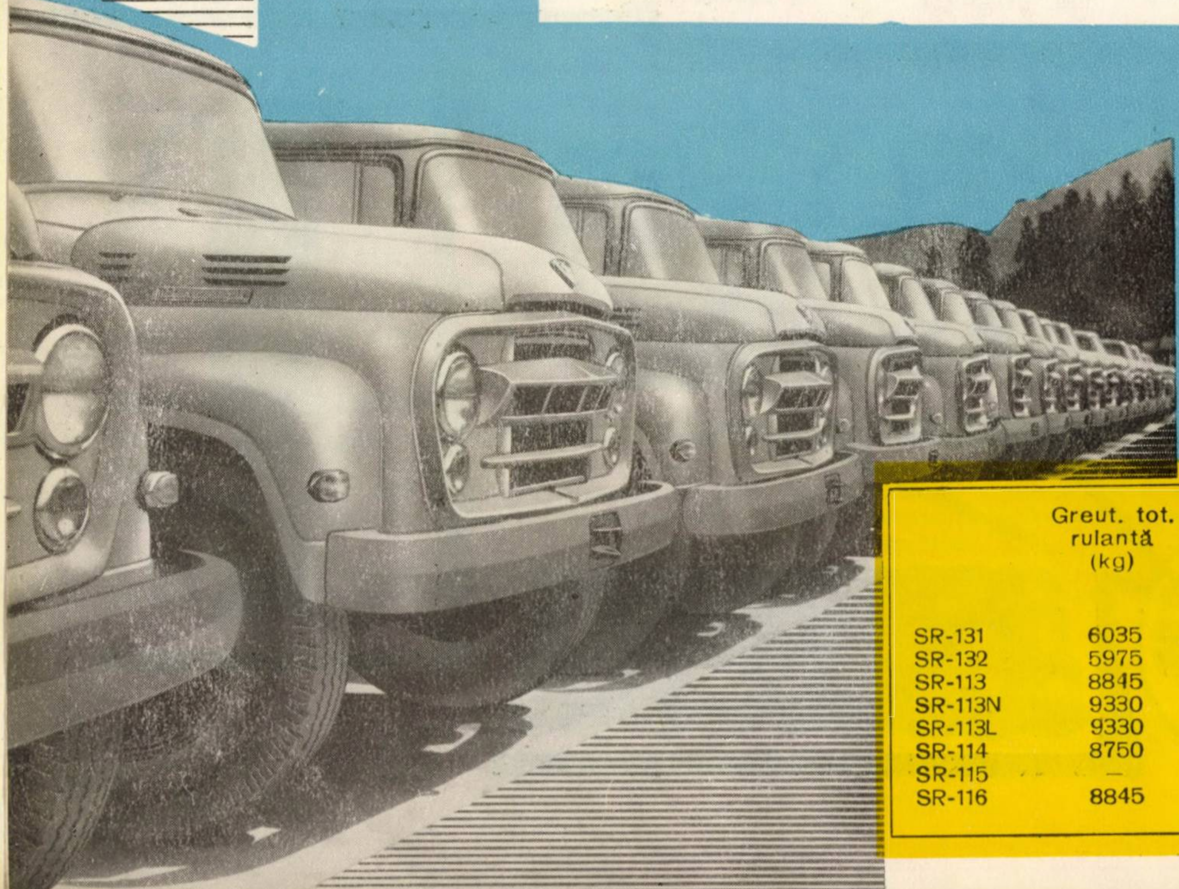
fabrică pentru piața internă și externă:

- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Mașini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Diferite piese de schimb

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

Vă oferă:

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	—	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	—	80

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, APRILIE, Nr. 4, 1970

CUPRINS

BOTIŞ, V.: Bazele teoretice ale tipizării maşinilor de găurit 195

CATZ, I.: Probleme de securitate a muncii la proiectarea şi construcţia transportoarelor cu bandă 196

IVAN, M. şi RUSAN, G.: Contribuţii la prelucrarea prin procedeul electrolitic a matriţelor 199 C

LĂZĂRESCU, I. şi PAY, E.: Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc (vibraţii torsionale) la frezarea danturii drepte 205

NĂSTASE, M.: Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor Roentgen utilizare în defectoscopia nedistructivă 208

OBERST, L. şi OPRENDEK, B.: Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide 212

PAVEL, A.: Alegerea schemelor de calcul în cazul aparatelor de tip coloană 218

POPA, B. şi ISCRULESCU, V.: Tendinţe noi în dezvoltarea arzătoarelor 222 C

ŞARLĂU, C.: Contribuţii privind sudarea automată sub strat de flux netopit a aluminiului şi aliajelor AlMg$_3$ fabricate în Republica Socialistă România 225 C

TUDOR, D. şi TUDOR RUXANDA: Asupra funcţionării pe muchie a roţilor dinţate din mecanica fină cu dantură în evolventă 229

VELICU, S.: Contribuţii la studiul variaţiei vitezei de aşchiere la şeveruire 234

VLASIU, GH.: Tendinţe constructive şi funcţionale în dezvoltarea macaralelor şi excavatoarelor macara 239 C

DOCUMENTARE 245
RECENZII 249
REVISTA REVISTELOR 251

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.95 : 658.516

Botiş, V. : **Bazele teoretice ale tipizării maşinilor de găurit.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 193—196

CZ 621.867.2.001.13 : 614.8

Catz, I. : **Probleme de securitate a muncii la proiectarea şi construcţia transportoarelor cu bandă.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 196—199

CZ 621.9.047.7 : 621.9.07

Ivan, M. şi *Rusan, G.* : **Contribuţii la prelucrarea prin procedeul electrolitic a matriţelor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 199—204

CZ 621.834 : 621.914.3?

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : **Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc (vibraţii torsionale) la frezarea danturii drepte.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 205—208

CZ 620.179.152.1

Năstase, M. : **Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor Roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 208—211

CZ 621.941.001.5

Oberst, L. şi *Oprendek, B.* : **Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 212—218

CZ 66.048.37.001.24

Pavel, A. : **Alegerea schemelor de calcul în cazul aparatelor de tip coloană.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 4, p. 218—222

CZ 666.933.42 (09)

Popa, B. şi *Iscrulescu, V.* : **Tendinţe noi în dezvoltarea arzătoarelor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 222—224

CZ 621.791.756 : 669.715—122

Şarlău, C. : **Contribuţii privind sudarea automată sub strat de flux netopit a aluminiului şi aliajelor $AlMg_3$ fabricate în Republica Socialistă România.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 225—228

CZ 621.833.6 : 681.2

Tudor, D. şi *Tudor Ruxanda*: **Asupra funcţionării pe muchie a roţilor dinţate din mecanica fină cu dantură în evolventă.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 229—234

CZ 621.911.4

Velicu, S. : **Contribuţii la studiul variaţiei vitezei de aşchiere la şeveruire.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 234—238

CZ 621.87 (09)

Vlasiu, Gh. : **Tendinţe constructive şi funcţionale în dezvoltarea macaralelor şi excavatoarelor macara.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 239—244

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redactor şef: 14.90.27; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5091.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1970 conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.95 : 658 516

Ботиш, В.: **Теоретические базы типизации сверлильных станков.**

Construcţia de Maşini (1970), № 4, стр. 193–196

ДК 621.867.2.001.13 : 614.8

Кац, И.: **Проблемы безопасности труда при проектировании и конструкции ленточных транспортеров.**

Cnstrucţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 196–199

СДК 621.9.047.7 : 621.9.07

Иван, М. и *Русан, Г.*: **К вопросу обработки матриц электролитическим способом.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 199–204

ДК 621.834 : 621.914.3

Лэзэреску, И. и *Пай, Е.*: **Определение влияния режима резания на кинематические ошибки при вращении под нагрузкой червячной фрезы (крутильные колебания) во время обработки прямых зубьев.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 205–208

ДК 620.179.152.1

Нэстасе, М.: **Метод расчета коэффициента затухания ренгеновских излучений, применяемых в недеструктивной дефектоскопии.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 208–211

ДК 621.941.001.5

Оберст, Л. и *Опрендек, Б.*: **Паразитные пульсации, поступающие от жестких механических соединений.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 212–218

ДК 66.048.37.001.24

Павел А.: **Выбор расчетных схем в случае приборов колоннообразного типа.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 218–222

ДК 666.933.42 (09)

Попа Б. и *Искрулеску, В.*: **Новые тенденции в развитии горелок.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 222–224

ДК 621.791.756 : 669.715 – 122

Шарлэу, К.: **К вопросу автоматической сварки под нерасплавленным флюсом алюминия и сплавов $AlMg_3$ румынского производства.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 225–228

ДК 621.833.6 : 681.2

Тудор, Д. и *Тудор Руксанда*: **О работе на кромке шестерен тонкой механики с эвольвентными зубъями.**

Construcţia de Maşini 22 (1970., № 4, стр 229–234

ДК 621.911.4

Велику, С.: **Исследование изменения скорости резаник при шевинговании.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 234–238

ДК 621.87(09)

Власиу, Г.: **Функциональные и конструктивные тенденции в развитии кранов и крановых экскав аторов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 4, стр. 239–244

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.95 : 658.516

Botiş, V. : **Theoretische Grundlagen für die Typisierung der Bohrmaschinen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 193–196

DK 621.867.2.001.13.614.8

Catz, I. : **Probleme der Arbetssicherheit bei der Entwicklung und dem Bau von Bandförderern**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 196–199

DK 621.9.047.7 : 621.9.07

Ivan, M. und *Rusan, G.* : **Beiträge zur Bearbeitung der Matritzen durch das elektrolytische Verfahren**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 199–204

DK 621.834 : 621.914.3

Lăzărescu, I. und *Pay, B.* : **Beiträge zur Bestimmung des Einflusses des Spanbetriebs auf die kinematischen Fehler der Schneckenfräse unter Belastung (Torsionsschwingung) beim Fräsen von Stirnzahnungen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 205–208

DK 620.179.152.1

Năstase, M. : **Verfahren zur Berechnung der Dämpfungskoeffizienten in der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung verwendeten Röntgenstrahlen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 208–211

DK 621.941.001.5

Oberst, L. und *Oprandek, B.* : **In starre mechanische Kupplungen eingeführte Störschwingungen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 212–218

DK 66.048.37.001.24

Pavel, A. : **Auswahl der berechnungsschemata für Kolonnenapparate**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 218–222

DK 666.933.42 (09)

Popa, B. und *Iscrulescu, V.* : **Neue Tendenzen in der Entwicklung der Brenner**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 222–224

DK 621.791.756 : 669.715 – 122

Şarlău, C. : **Beiträge in bezug auf das automatische Unter-Flussmittel-Schweisen des Aluminiums und der in der Sozialistischen Republik Rumänien hergestellten $AlMg_3$ -Legierungen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 225–228

DK 621.833.6 : 681.2

Tudor, D. und *Tudor Ruxanda*: **Über die Kantenwirkung der feinmechanischen Zahnräder mit Evolventenverzahnung**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 229–234

DK 621.911.4

Velicu, S. : **Beiträge zur Untersuchung der Spangeschwindigkeitsveränderung beim Schaben**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 234–238

DK 621.87 (09)

Vlasiu, Gh. : **Konstruktive und funktionale Entwicklungstendenzen der Kräne und Kranbagger**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 4, S. 239–244

SOMMAIRE

CD 621.95 : 658. 516

Botiş, V. : **Les bases théoriques de la typisation des machines à percer.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 193–196

CD 621.867.2.001.13 : 614.8

Catz, I. : **Problèmes de la sécurité du travail lors de l'établissement du projet et de la construction des transporteurs à bande.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 196–199

CD 621.9.047.7 : 621.9.07

Ivan, M. et *Rusan, G.* : **Contributions au problème de l'usinage des matrices par le procédé électrolytique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 199–204

CD 621.834 : 621.914.3

Lăzărescu, I. et *Pay, E.* : **Contributions à l'étude de la détermination de l'influence du régime de la coupe sur l'erreur cinématique survenue dans la rotation en charge de la fraise hélicoïdale, lors du fraisage de la denture droite.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 205–208

CD 620.179.152.1

Năstase, M. : **Méthode pour le calcul des coefficients d'atténuation des radiations roentgen utilisées dans la défectoscopie non destructive.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 208–211

CD 621.941.001.5

Oberst, L. et *Oprendek, B.* : **Pulsations parasites introduites par les accouplements mécaniques rigides.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 212–218

CD 66.048.37.001.24

Pavel, A.: **Le choix des schémas de calcul dans le cas des appareils type colonne.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 218–222

CD 666.933.42 (09)

Popa, B. et *Iscrulescu, V.* : **Tendances nouvelles dans la construction des brûleurs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 222–224

CD 621.791.756 : 669.715–122

Şarlău, C. : **Contributions au problème du soudage automatique, sous couche de flux non fondu, de l'aluminium et des alliages AlMg$_3$ réalisés en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 225–228

CD 621.833.6 : 681.2

Tudor, D. et *Tudor Ruxanda*: **Sur le fonctionnement sur l'arête des roues dentées à denture en développante, dans la mécanique fine.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 229–234

CD 621.911.4

Velicu, S. : **Contributions à l'étude de la variation de la vitesse de coupe lors du shaving.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 234–238

CD 621.87(09)

Vlasiu, Gh. : **Tendances constructives et fonctionenelles dans le développement des grues et des excavateurs-grue.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 4, p. 239–244

CONTENTS

DC 621.95 : 658.516

Botiş, V. : **Theoretical basis of drilling machinery typifying**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 4, p. 193–196

DC 621.867.2.001.13 : 614.8

Catz, I. : **Labour security problems arising in belt conveyer designing and building.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 196–199

DC 621.9.047.7 : 621.9.07

Ivan, M. and *Rusan, G.* : **Contributions to electrolytic processing of dies.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 4, p. 199–204

DC 621.834 : 621.914.3

Lăzărescu, I. and *Pay, E.* : **Contributions to the determination of the influence of the chipping regime on the kinematic error in the load rotation of straight teeth hob cutters (torsional vibrations).**

Construcţia se Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 205–208

DC 620.179.152.1

Năstase, M. : **Method for the calculation of the attenuation coefficients of Roentgen rays utilised in non destructive faul inding.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 4, p. 208–211

DC 621.941.001.5

Oberst, L. and *Oprendek, B.* : **Parasitic pulsations brought about by mechanical rigid couplings.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 4, p. 212–218

DC 66.048.37.001.24

Pavel, A. : **Selection of calculus schemes for column typet apparatuses.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 218–222

DC 666.933.42(09)

Popa, B. and *Iscrulescu, V.* : **New trends in the development of burners.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 222–224

DC 621.791.756 : 669.715 122

Şarlău, C. : **Contributions to the mechanized submerged arc welding of aluminium and AlMg$_3$ alloys produced in the Socialist Republic of Romania.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 225–228

DC 621.833.6 : 681.2

Tudor, D. and *Tudor Ruxanda* : **About the running of evolvent gear wheels used in fine mechanics.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 229–234

DC 621.911.4

Velicu, S. : **Contributions to the study of chipping speed variations in gear shaving.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 234–238

DC 621.87 (09)

Vlasiu, Gh. : **Constructive and functional trends in the evolution of cranes and crane-excavators.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 4, p. 239–244

CZ 621.95 : 658.516

Bazele teoretice ale tipizării maşinilor de găurit

Ing. Virgil BOTIŞ – I.G.S.C.C.P.E – Filiala Oradea

Cu toate că despre unificarea pieselor şi subansamblurilor de maşini se discută de mult timp, utilizarea construcţiilor din elemente tipizate – înţelegîndu-se prin aceasta folosirea la maximum a unor repere şi subansambluri identice la realizarea unor familii de maşini – este o tendinţă relativ recentă care cîştigă din ce în ce mai mult teren în industria constructoare de maşini-unelte. Această constatare este valabilă şi în domeniul construcţiei de maşini de găurit.

Prin tipizarea maşinilor de găurit se obţin o serie de avantaje printre care cele mai importante sînt:

– se simplifică proiectarea şi execuţia maşinilor de găurit, micşorîndu-se cheltuielile de proiectare şi de pregătire a fabricaţiei;

– se creează condiţii pentru extinderea producţiei de serie mare datorită măririi numărului de piese identice de prelucrat, ceea ce are drept urmare creşterea productivităţii muncii şi, în consecinţă, micşorarea preţului de cost al maşinilor fabricate;

– parcul de maşini-unelte necesar execuţiei maşinilor tipizate poate fi utilizat în condiţii mai bune, ceea ce are drept urmare o reducere a volumului de investiţii;

– planul de fabricaţie este mai elastic, putîndu-se uşor adapta cerinţelor pieţii de desfacere;

– diversificarea produselor poate fi realizată în condiţii optime;

– se micşorează numărul pieselor de schimb şi de uzură necesare pentru asigurarea funcţionării în bune condiţii a maşinilor de găurit;

– se reduc fondurile de rulment ale întreprinderilor.

În cele ce urmează se vor arăta considerentele teoretice care stau la baza tipizării, urmărindu-se extinderea la maximum a elementelor identice în construcţia maşinilor de găurit. Se vor stabili relaţii matematice atît pentru maşinile de găurit cu avans manual, cît şi pentru maşinile cu avans automat.

★

Se ştie că la dimensionarea maşinilor de găurit se iau în considerare valorile maxime ale forţei axiale P şi ale momentului de torsiune M, care apar la regimurile de burghiere în plin, alese de proiectant. Se aleg de obicei oţelul $\sigma_r = 50 \ldots 60$ kgf/mm², diametrul burghiului egal cu diametrul nominal al maşinii şi avansurile pentru care atît forţa axială cît şi momentul de torsiune au valori corespunzătoare cu cele ale maşinilor moderne.

Mărimea forţei axiale P determină dimensiunile coloanei, montantului şi ale cutiei de avansuri, iar mărimea momentului de torsiune M al motorului electric, dimensiunile ansamblului de acţionare, cutiilor de viteză şi arborilor principali ai maşinilor de găurit.

Forţa axială P la burghierea în plin a oţelului $\sigma_r = 50 \ldots 60$ kgf/mm² este dată [1] de relaţia:

$$P = 66\, D\, s^{0,68}\,. \tag{1}$$

Forţa axială P la burghierea oţelului OL 50 este [2]:

$$P = 88 \cdot D^{0,96}\, s^{0,65}\,. \tag{2}$$

Mărimea momentului de torsiune [3]:

$$M = 0,25\, C_{ks}\, D^{1,82}\, s^{0,78}\,. \tag{3}$$

Valoarea coeficientului C_{ks} pentru $\sigma_r = 50 \ldots 60$ kgf/cm², iar pentru un unghi mediu de degajare $\gamma = 21°$ se ia din tabela A/11 din [3], $C_{ks} = 225$.

Introducînd această valoare în (3), se obţine:

$$M = 56,25\ D^{1,82}\, s^{0,78}\,. \tag{4}$$

Valoarea momentului M[2] este dată de relaţia:

$$M = 80\ D^{1,60}\, s^{0,73} \tag{5}$$

Pe de altă parte, valoarea momentului M (kgfcm) în funcţie de puterea N (CP) a motorului electric de acţionare, de randamentul η al maşinii de găurit şi de turaţia n a arborelui principal, la regimul de aşchiere ales, este dată de relaţia:

$$M = 71\,620\,\frac{N\eta}{n}\,. \tag{6}$$

Utilizînd relaţiile (1) şi (3) în cazul a două maşini de găurit de construcţie tipizată, în ipoteza că se foloseşte întreaga putere a motoarelor electrice de acţionare pentru burghierea în plin cu diametrele nominale D_{n-1} şi D_n şi cu avansurile s_{n-1} şi s_n, pentru oţelul $\sigma_r = 50 \ldots 60$ kgf/mm², pe o adîncime $\leqslant 3D$, se obţin pentru rapoartele forţelor axiale P_{n-1} şi P_n, respectiv ale momentelor de torsiune M_{n-1} şi M_n, următoarele valori:

$$\frac{P_n}{P_{n-1}} = \left(\frac{D_n}{D_{n-1}}\,\frac{s_n}{s_{n-1}}\right)^{0,68}; \tag{7}$$

$$\frac{M_n}{M_{n-1}} = \left(\frac{D_n}{D_{n-1}}\right)^{1,82}\left(\frac{s_n}{s_{n-1}}\right)^{0,78}. \qquad (8)$$

Valorile rapoartelor forţelor, respectiv ale momentelor de torsiune, obţinute din relaţiile (2) şi (4), sînt cu circa 1–5% mai mici.

Înlocuind în relaţia (6) valorile momentelor de torsiune M_n şi M_{n-1} şi admiţînd $\eta_{n-1} = \eta_n$, se obţine:

$$\frac{M_n}{M_{n-1}} = \frac{N_n n_{n-1}}{N_{n-1} n_n}. \qquad (9)$$

Maşini de găurit cu avans manual. În cazul maşinilor de găurit cu avans manual, valorile avansurilor s_{n-1} şi s_n depind de forţele axiale P_{n-1} şi P_n.

Eliminînd avansurile din relaţiile (7) şi (8) şi ţinînd seamă de relaţia (9), se obţine:

$$\frac{P_n}{P_{n-1}} = \left(\frac{N_n \cdot n_{n-1}}{N_{n-1} \cdot n_n}\right)^{0,87} \cdot \left(\frac{D_{n-1}}{D_n}\right)^{0,586}. \qquad (10)$$

Relaţia (10) arată că valoarea forţei axiale P este direct proporţională cu puterea motorului electric de acţionare şi invers proporţională cu turaţia arborelui principal, respectiv cu diametrul burghiului. Forţa axială este deci limitată de puterea motorului de acţionare.

În ţara noastră se fabrică actualmente maşinile de găurit verticale de masă cu avans manual, ca de exemplu G 6 şi G 10. Diametrele nominale ale acestor maşini sînt de 6, respectiv 10 mm.

Să examinăm posibilitatea de tipizare a maşinilor admiţînd că se va fabrica după tipizare o singură maşină de găurit şi anume G 13 T, din care vor deriva şi maşinile G 6 T şi G 10 T. Cele trei maşini de găurit tipizate vor forma o familie al cărei tip reprezentativ este maşina G 13 T (s-au simbolizat maşinile de găurit verticale cu litera G urmată de cifra care indică mărimea diametrului nominal D în mm şi de litera T care arată că maşina face parte din categoria celor tipizate).

Maşinile de găurit de masă tipizate vor putea burghia – utilizînd întreaga capacitate a motoarelor electrice de acţionare – oţelul OL 50, la diametrul nominal, cu turaţia minimă n a arborelui principal. Pentru aceste maşini se propun valorile limită ale turaţiilor n şi puterile N ale motoarelor electrice indicate în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	Tipul maşinii	Diametrul nominal D, mm	Limitele turaţiilor n, rot/min	N, kW	Turaţia motorului electric, rot/min
1	G 6 T	6	900–10 000	0,4	3 000
2	G 10 T	10	450– 5 000	0,4	1 500
3	G 13 T	13	315– 3 550	0,6	1 000

Se menţionează că, prin alegerea corespunzătoare a treptelor de turaţii şi a turaţiilor motoarelor electrice de acţionare, roţile de transmisie ale celor trei maşini tipizate vor putea fi identice.

Cu ajutorul relaţiilor (9) şi (10), se vor putea calcula rapoartele valorilor forţelor axiale şi ale momentelor de torsiune ale maşinilor G 6 T (P_1, M_1) şi G 10 T (P_2, M_2) faţă de cele ale maşinii G 13 T (P_3, M_3):

$$\frac{P_3}{P_1} = \left(\frac{N_3\, n_1}{N_1\, n_3}\right)^{0.87}\left(\frac{D_1}{D_3}\right)^{0,586} = \left(\frac{0,6 \cdot 900}{0,4 \cdot 315}\right)^{0,87}\left(\frac{6}{13}\right)^{0,586} =$$

$$= 4,3^{0,87}\, 0,46^{0,586} = 3,57 \cdot 0,635 = 2,27\,;$$

$$\frac{M_3}{M_1} = \frac{0,6 \cdot 900}{0,4 \cdot 315} = 4,3\,;$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \left(\frac{0,6 \cdot 450}{0,4 \cdot 315}\right)^{0,87} \cdot \left(\frac{10}{13}\right)^{0,586} = 2,15^{0,87} \cdot 0,77^{0,586} =$$

$$= 1,94 \cdot 0,858 = 1,66\,;$$

$$\frac{M_3}{M_2} = \frac{0,6 \cdot 450}{0,4 \cdot 315} = 2,15.$$

Din valorile rapoartelor calculate mai sus rezultă că forţa axială şi momentul de torsiune al maşinii de găurit G 13 T sînt de 2,27 şi 4,3, respectiv de 1,66 şi 2,15 ori mai mari decît cele ale maşinilor G 6 T şi G 10 T.

În cazul maşinilor de găurit verticale, coloana este supusă la un moment încovoietor datorită forţei axiale P. Deoarece maşinile de găurit tipizate din aceeaşi familie au – cu excepţia locaşurilor de prindere a sculei – dimensiunile egale, distanţele dintre axele coloanelor şi ale arborilor principali vor fi identice. Drept urmare, valorile rapoartelor momentelor încovoietoare care solicită coloanele maşinilor de găurit tipizate vor fi identice cu cele găsite anterior pentru valorile rapoartelor forţelor axiale P.

În cazul maşinilor cu avans manual, momentele M solicită la torsiune numai ansamblurile de acţionare şi arborii principali.

Deoarece în cazul tipizării coloanele, ansamblurile de acţionare şi arborii principali vor fi dimensionaţi pe baza solicitărilor la care este supusă maşina de găurit reprezentativă G 13 T, elementele similare ale maşinilor G 6 T şi G 10 T vor fi supradimensionate ceea ce va avea ca urmare creşterea greutăţii acestor maşini faţă de maşinile netipizate. La stabilirea acestei creşteri trebuie avut însă în vedere faptul că în cazul solicitărilor la încovoiere şi torsiune intervin în calcul modulul de rezistenţă W, respectiv modulul polar de rezistenţă W_t, în ale căror expresii dimensiunile secţiunilor elementelor solicitate intră la puterea a 3-a.

Adoptînd pentru construcţia întregii familii de maşini de găurit cu avans manual aceleaşi materiale, dimensiunile coloanei maşinii de găurit G 13 T vor fi de $\sqrt[3]{2,27} = 1,31$, respectiv de $\sqrt[3]{1,66} = 1,085$ mai mari, cu alte cuvinte cu 31 %, respectiv cu 8,5 % mai mari decît cele ale coloanelor maşinilor netipizate G 6 NT şi G 10 NT. Dimensiunile secţiunilor ansamblului de acţionare şi ale arborilor principali vor fi de $\sqrt[3]{4,3} = 1,63$, respectiv de $\sqrt[3]{2,15} = 1,29$, deci cu 63 %, respectiv 29 % mai mari decît cele ale maşinilor netipizate G 6 NT şi G 10 NT.

Maşinile tipizate avînd aceleaşi dimensiuni, creşterile greutăţilor elementelor susmenţionate se vor datori exclusiv creşterii secţiunilor acestora. Astfel, secţiunea sau greutatea coloanei maşinii G 6 T va fi de $1,31^2 = 1,71$ mai mare, iar greutăţile ansamblului de acţionare şi a arborelui principal de $1,63^2 = 2,65$ ori mai mare decît greutăţile elementelor similare ale maşinii de găurit netipizate G 6 NT. Coeficienţii de creştere a greutăţilor aceloraşi elemente ale maşinii G 10 T faţă de maşina netipizată G 10 NT vor fi $1,085^2 = 1,18$, respectiv $1,29^2 = 1,665$.

Deoarece ponderea greutăţilor coloanelor pe de o parte şi a ansamblului de acţionare şi arborilor principali pe de altă parte, faţă de greutatea totală a maşinii, este de circa 3,60 %, respectiv 8,20 %, coeficienţii de creştere a greutăţilor maşinilor de găurit tipizate G 6 T şi G 10 T vor fi: $1 - 0,036 - 0,082 + 1,71 \cdot 0,036 + 2,65 \cdot 0,082 = 0,882 + 0,062 + 0,219 = 1,163$, respectiv $0,882 + 1,18 \cdot 0,036 + 1,665 \cdot 0,082 = 0,907 + 0,043 + 0,14 = 1,090$. Deci creşterile greutăţilor vor fi de 16,3 %, respectiv 9 %.

Ponderea mică a greutăţii coloanei se datoreşte pe de o parte înălţimii mici pe care o au maşinile de găurit de masă, iar pe de altă parte se datoreşte faptului că coloana se execută din ţeavă de oţel. Acţionarea arborilor principali făcîndu-se cu ajutorul a două roţi de transmisii în trepte din aluminiu şi al unei curele trapezoidale, greutatea ansamblului de acţionare va fi foarte mică.

Adoptîndu-se placa de bază şi carcasa maşinii reprezentative G 13 T la maşinile G 6 T şi G 10 T, greutăţile proprii ale acestora se vor majora în comparaţie cu cele ale maşinilor netipizate G 6 NT şi G 10 NT. Trebuie să menţionăm însă că numeroase întreprinderi din ţări cu o veche tradiţie industrială construiesc maşini de găurit de masă tipizate, adaptînd la toate maşinile din aceeaşi familie plăci de bază şi carcase identice, fără ca prin aceasta greutăţile proprii ale maşinilor să depăşească greutăţile maşinilor similare netipizate de pe piaţa mondială. La acest rezultat s-a putut ajunge prin soluţii constructive şi dimensionări corespunzătoare, prin alegerea judicioasă a materialelor şi prin utilizarea unei tehnologii care permite turnarea carcaselor şi a plăcilor de bază cu pereţi subţiri.

Menţionăm că mărirea plăcilor de bază şi a distanţei dintre axa arborelui şi coloană oferă posibilitatea de a se putea prelucra piese cu dimensiuni mai mari pe maşinile tipizate G 6 T şi G 10 T decît pe maşinile netipizate.

Maşini de găurit cu avans automat. Actualmente se fabrică de către uzina Înfrăţirea — Oradea trei tipodimensiuni de maşini verticale de găurit cu avans automat: G 16, G 25 şi G 40. Unificarea reperelor acestor maşini este modestă.

Datorită faptului că ponderea greutăţilor cutiilor de viteze şi a arborilor principali este de circa 17 %, iar a greutăţilor coloanei sau a montantului şi a cutiei de avansuri este de circa 19 % din greutatea maşinii — deci cu mult superioare ponderilor în cazul maşinilor de găurit verticale cu avansuri manuale — nu este recomandabil ca familia de maşini tipizate să fie formată din trei maşini ci numai din două care, conform [5] şi normelor internaţionale, vor avea valoarea raportului diametrelor nominale $\frac{D_n}{D_{n-1}} = 1,25$.

Introducînd în relaţiile (7) şi (8) valoarea raportului $\frac{D_n}{D_{n-1}} = 1,25$ şi $s_{n-1} = s_n$ (datorită tipizării), se obţine:

$$P_n = 1,25 \; P_{n-1} \tag{11}$$

şi:

$$M_n = 1,25^{1,82} \, M_{n-1} = 1,5 \; N_{n-1}. \tag{12}$$

Maşinile de găurit tipizate cu diametrele nominale D_n şi D_{n-1} (G_{D_nT} şi $G_{D_{n-1}T}$) fiind identice, rezultă că dimensiunile maşinii $G_{D_{n-1}T}$ vor fi mai mari decît cele ale maşinii netipizate $G_{D_{n-1}NT}$.

Conform celor arătate anterior, creşterile greutăţilor coloanei sau a montanţilor, a cutiei de avansuri, a cutiei de viteze şi a arborelui principal al maşinii tipizate $G_{D_{n-1}T}$, faţă de greutăţile elementelor similare ale maşinii $G_{D_{n-1}NT}$ vor fi pentru coloană sau montant şi cutia de avansuri $1,25^{0,65} = 1,16$, iar pentru cutia de viteze şi arborele principal $1,5^{1,66} = 1,33$.

Coeficientul de creştere al greutăţii maşinii tipizate faţă de maşina de găurit netipizată va fi:

$$1 - 0,16 - 0,20 + 0,19 \cdot 1,16 + 0,17 \cdot 1,3 = 1,082.$$

În concluzie, se constată că greutatea maşinii $G_{D_{n-1}T}$ este numai cu 8,2 % mai mare decît cea a maşinii similare netipizate $G_{D_{n-1}NT}$.

În ce priveşte creşterea greutăţii maşinilor tipizate — faţă de cele netipizate, concluziile arătate pentru maşinile cu avans manual sînt valabile şi pentru maşinile de găurit cu avans automat. În plus, datorită dimensiunilor mărite ale maşinilor tipizate $G_{D_{n-1}T}$, se va putea adopta un regim de burghiere cu momente mai mari decît la maşinile netipizate $G_{D_{n-1}NT}$ şi, în consecinţă, se vor putea lărgi limitele superioare ale domeniilor de burghiere a pieselor din fontă sau din oţel turnat.

Prin faptul că, în cadrul familiei, cele două maşini de găurit tipizate vor avea aceeaşi gamă de turaţii şi anume cea a maşinii G_{D_nT}, diametrul minim de burghiere economică a maşinii $G_{D_{n-1}T}$ va fi mai mare decît cel al maşinilor similare netipizate $G_{D_{n-1}NT}$, ceea ce reprezintă un dezavantaj. Trebuie însă remarcat că, prin alegerea convenabilă a puterii motorului electric de acţionare a maşinii $G_{D_{n-1}T}$, care este mai mică decît cea a maşinii G_{D_nT}, capacitatea de burghiere a oţelurilor aliate, a fontei şi a oţelurilor turnate la ambele maşini va fi identică. Numai în cazul burghierii oţelurilor nealiate, limita superioară a diametrelor de burghiere economică a celor două maşini va diferi.

Prin tipizarea maşinilor de găurit cu avans automat, beneficiarii vor avea la dispoziţie maşinile de găurit tipizate $G_{D_{n-1}T}$ care în străinătate se vînd cu circa 12% mai ieftin decît maşinile G_{D_nT}.

În acest sens se propune [4] ca în viitor maşinile de găurit G 16, G 25 şi G 40 să fie înlocuite, în cadrul unei modernizări, prin patru maşini tipizate care vor deriva din două maşini de găurit verticale G 25 T şi G 40 T. Aceste două maşini vor constitui tipurile reprezentative ale celor două familii de maşini de găurit verticale cu avans automat. O familie va fi compusă din maşinile de găurit G 20 T şi G 25 T cu diametrele nominale de 20 mm, respectiv 25 mm, iar a doua familie, din maşinile G 32 T şi G 40 T cu diametrele de 32 mm, respectiv 40 mm.

În viitor, tipizarea se va putea aplica şi în cazul cînd actuala gamă de maşini de găurit va fi lărgită prin asimilarea altor tipodimensiuni. Astfel, se va putea forma o a treia familie de maşini de găurit care va fi compusă din maşinile de găurit cu diametre nominale de 63 mm, respectiv 80 mm.

Efectele economice ale tipizării maşinilor de găurit verticale. Efectele economice ale tipizării se datoresc pe de o parte reducerii cheltuielilor de asimilare, iar pe de altă parte micşorării cheltuielilor totale aferente manoperei.

Reducerea cheltuielilor de asimilare este o consecinţă a faptului că din trei familii cu trei tipuri reprezentative de maşini de găurit verticale se vor putea fabrica în viitor în R.S. România şapte tipodimensiuni.

Economiile ce se vor realiza, ca urmare a micşorării cheltuielilor totale aferente manoperei sau datorită măririi — în urma tipizării — a numărului de piese identice de prelucrat, sînt însemnate. Se estimează că se vor putea realiza economii anuale în valoare de circa 3 500 000 lei.

Cu ocazia modernizării, tipizarea poate fi extinsă şi la alte maşini-unelte fabricate în ţară.

În ce priveşte maşinile-unelte care se vor asimila, se propune să se elaboreze în prealabil bazele teoretice ale tipizării acestora şi după aceea, ţinîndu-se seamă de cererile beneficiarilor interni şi externi, să se stabilească familiile şi maşinile respective.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schlesinger, G.* Werkzeugmaschinen, vol. I.

[2] *Casler, Gh., Belous, V.* şi *Renert, Al.* Contribuţii la cercetarea experimentală a dinamicii burghierii oţelurilor româneşti. În: Construcţia de Maşini, nr. 6—7, 1966.

[3] *Kronenberg, M.* Grundzüge der Zerspannungslehre, vol. II.

[4] Uzina Înfrăţirea — Oradea. Studiu tehnico-economic privind modernizarea maşinilor de găurit verticale de Φ 6—40 mm, fabricate în R. S. România. Redactat de ing. V. Botiş.

[5] STAS 7303. Maşini de găurit verticale. Parametrii principali.

CZ 621.867.2.001.13 : 614.8

Probleme de securitate a muncii impuse la proiectarea şi construcţia transportoarelor cu bandă

Ing. Iosif CATZ – Institutul de cercetări pentru protecţia muncii – Bucureşti

Transportoarele cu bandă au devenit unul dintre mijloacele de transport cu o răspîndire foarte largă.

În comparaţie cu cele mai multe mijloace de transport, aceste instalaţii cu funcţionare continuă şi cu mersul liniştit s-ar părea că nu prezintă pericol de accidentare, fapt care de altfel îl arată şi constructorii acestor instalaţii de transport.

Totuşi, pericolul de accidentare la aceste transportoare este mare întrucît muncitorii auxiliari izolaţi şi personalul de întreţinere sînt lăsaţi, în majoritatea cazurilor, singuri, nesupravegheaţi.

Această problemă a siguranţei în exploatare a transportoarelor cu bandă prezintă importanţă întrucît în cursul ultimilor ani au avut loc la aceste instalaţii un număr de accidente dintre cele mai grave.

Pentru a se stabili cauzele care au condus la producerea diverselor accidente, s-a cercetat modul cum au avut loc o serie de accidente mortale şi cu invaliditate, la exploatarea diverselor transportoare cu bandă, pe o anumită perioadă.

Analizîndu-se fiecare accident în parte, au reieşit mai multe cauze care le-au generat şi care sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	Cauza	Din totalul accidentelor cercetate %
1	Intervenţie în zona apropiată a tamburilor	57,1
2	Reparaţii la banda în funcţiune	20,7
3	Pornirea benzii în timp ce se făceau reparaţii sau curăţare	6,3
4	Traversarea pe deasupra sau dedesubtul benzii	6,3
5	Neasigurarea protecţiei prin legarea la o priză de pămînt	4,8
6	Organe de maşini neprotejate, în mişcare	4,8

Din tabelă rezultă că cele mai multe accidente au avut loc în urma diverselor intervenţii în apropierea tamburilor de acţionare sau de întindere a benzii.

Analizîndu-se accidentele care s-au produs în dreptul tamburilor, au rezultat o serie de cauze care sînt arătate în tabela 2.

Tabela 2

Nr. crt.	Cauza	Din totalul accidentelor care au avut loc la tamburi %
1	Curăţat în dreptul tamburului de întoarcere	30,5
2	Scos materiale căzute pe bandă în faţa tamburului	25
3	Diverse	25
4	Reparaţii şi verificare la tambur	11
5	Ungerea tamburului cu sacîz, smoală etc.	8,5

Din tabelă rezultă că cele mai multe accidente au avut loc la curăţarea şi scoaterea materialelor căzute în dreptul tamburului. Această operaţie este efectuată de muncitorii care supraveghează banda şi care intervin în timpul funcţionării transportorului pentru a o curăţa de materialele căzute de pe latura activă a benzii, pe cea inferioară.

Alte accidente care au avut loc la tamburi s-au datorat anumitor reparaţii şi verificări în timpul funcţionării transportorului cu bandă, precum şi la ungerea tamburilor în timpul mersului, cu sacîz, smoală sau alte substanţe, în scopul măririi aderenţei benzii de cauciuc pe tambur.

Aceste accidente au avut loc în momentul cînd muncitorii căutînd să execute această operaţie de ungere, fac ca sacîzul sau smoala să adere pe tambur. Acesta antrenează mîna muncitorului care caută să desprindă materialul antrenat, introducîndu-o între tambur şi banda de cauciuc.

În normele de tehnica securităţii elaborate de diverse organe centrale sînt prevăzute diverse prescripţii de securitate care trebuie respectate la exploatarea transportoarelor cu bandă.

Astfel sînt prevăzute prescripţii privind protecţia tamburilor pe partea de lucru ; la transportoarele pentru materiale în vrac care au tendinţă de lipire sau de ungere să se prevadă dispozitive de curăţare a benzii sau a tamburului şi să existe posibilitatea întreruperii funcţionării benzii din orice punct la transportoarele lungi.

Cercetîndu-se proiectele cît şi transportoarele aflate în exploatare, s-a constatat, în majoritatea cazurilor, o lipsă totală atît a dispozitivelor de tehnica securităţii cît şi a sistemelor de siguranţă şi semnalizare.

În general sînt utilizate anumite apărători laterale demontabile, executate din plasă, care se manevrează lateral faţă de tamburi.

Aceste apărători, în cazul transportoarelor cu bandă, prezintă o serie de dezavantaje din punctul de vedere al tehnicii securităţii cum ar fi :

— nu pot asigura în toate cazurile o protecţie eficientă împotriva accidentelor în zona periculoasă ;

— prin montarea laterală a apărătorilor, în unele cazuri se micşorează distanţele privind lăţimile minime ale trecerilor în lungul benzii ;

— nu permit accesul la locurile de ungere, fiind necesar a se demonta în momentul respectiv ;

— fiind demontabile, în unele cazuri, după efectuarea unor reparaţii, nu se montează la loc ;

— construcţia şi modul de montare al lor (dimensiuni, mărimea ochiului de plasă, distanţa de amplasare faţă de locul periculos) fiind la latitudinea fiecăruia, nu pot prezenta siguranţă în timpul funcţionării transportorului.

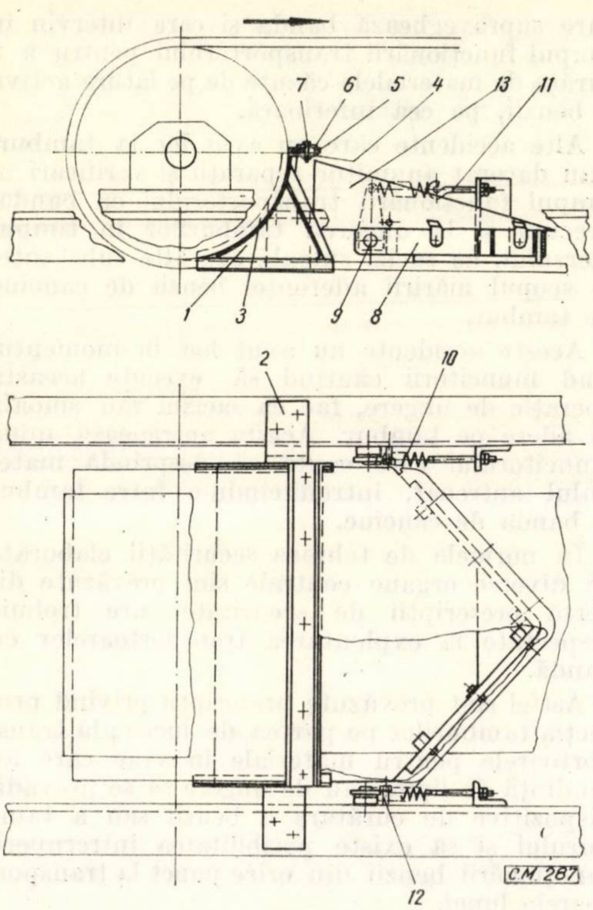


Fig. 1

În documentaţia de specialitate această problemă este tratată foarte sumar, reprezentîndu-se numai anumite fotografii sau scheme care în majoritatea cazurilor se repetă în mai multe reviste de specialitate ce apar în diferite ţări.

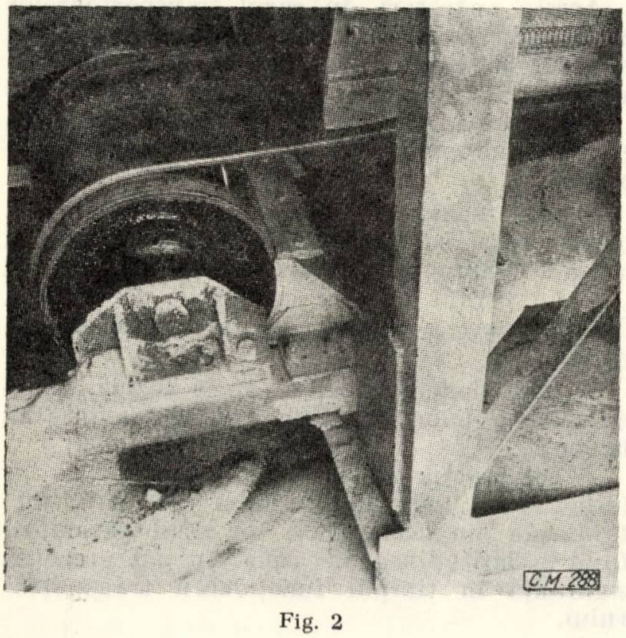


Fig. 2

Din documentaţie rezultă că această problemă nu şi-a găsit o soluţionare deplină, întrucît sistemele actuale cunoscute nu prezintă suficientă siguranţă în exploatare.

În urma cercetărilor efectuate pe teren de către Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii şi a concluziilor obţinute din analiza cauzelor accidentelor, s-a elaborat un dispozitiv de protecţie la tamburul de întoarcere pentru transportoarele cu bandă care a constituit obiectul dosarului de invenţie nr. 55782 înregistrat la O.S.I.

Dispozitivul a fost realizat şi aplicat de către uzina 23 August la un transportor cu bandă de la turnătoria de fontă.

Dispozitivul este reprezentat în figura 1 şi se compune dintr-o carcasă de protecţie de construcţie specială *1* care se fixează de şasiul transportorului prin intermediul unor suporţi *2*. Carcasa de protecţie este prevăzută lateral cu un cornier *3* care are raza de curbură în funcţie de cea a tamburului. La partea superioară a carcasei *1* se află montat pe un cornier *4* un ştergător de cauciuc *5*, fixat prin intermediul unei plăci de prindere *6* cu şuruburile *7*.

Pentru ca banda transportoare să fie bine curăţată, nepermiţînd scăparea de materiale între tambur şi bandă, ceea ce ar conduce la uzura benzii, alunecarea pe tambur etc., în faţa carcasei de protecţie s-a montat un ştergător *8* în formă de V care oscilează în jurul bolţurilor *9*. Acest ştergător are rolul de a curăţa banda de materialele (pulverulente, granulate etc.) căzute de pe partea activă a benzii pe cea inferioară.

Pentru ca ştergătorul să exercite o anumită presiune asupra benzii, acesta este prevăzut cu două braţe în consolă de care sînt prinse două arcuri elicoidale *10*. Arcurile sînt fixate de şasiul transportorului prin intermediul unor cîrlige de întindere *11* care sînt astfel executate spre a permite reglarea tensiunii din arc în scopul măririi presiunii ştergătorului asupra benzii atunci cînd se consideră că este necesar.

Pentru ca banda transportorului să nu vină în contact cu rama metalică a ştergătorului, s-au prevăzut bolţurile *12*, iar la partea superioară a ştergătorului s-a prevăzut o apărătoare înclinată *13* care protejează zona cuprinsă între ştergător şi carcasa de protecţie împotriva materialelor granulate şi prăfoase ce pot cădea de pe partea activă a benzii pe partea inferioară.

În cazul cînd partea inferioară a benzii transportoare este protejată de-a lungul întregului transportor, atunci nu este necesară montarea ştergătorului de bandă în faţa carcasei de protecţie a dispozitivului (fig. 2).

Pentru cazul cînd dispozitivul de protecţie trebuie aplicat la un transportor cu bandă la care sistemul de întinderea benzii este cu

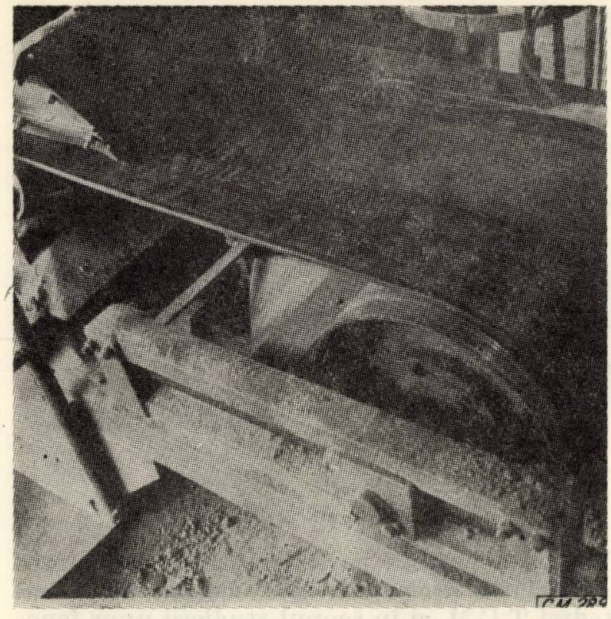


Fig. 3

şurub, dispozitivul poate fi fixat prin intermediul unor braţe de glisierele tamburului, astfel ca o dată cu deplasarea tamburului, la întinderea benzii, să se deplaseze simultan şi dispozitivul respectiv, menţinîndu-se astfel distanţa dintre dispozitiv şi tambur impusă la montare (fig. 3).

În ceea ce priveşte distanţa dintre tambur şi dispozitiv, aceasta nu trebuie să depăşească 5 mm.

În concluzie, prin realizarea acestui dispozitiv de construcţie specială a cărui suprafaţă exterioară face un unghi de peste 90° între bandă şi dispozitiv, curăţarea benzii (în cazul cînd nu este prevăzut dispozitivul cu ştergător) se poate efectua foarte uşor şi fără pericol de accidentare.

Prin obturarea la partea superioară a dispozitivului, a spaţiului liber dintre dispozitiv şi tambur cu un ştergător fix de cauciuc, pericolul de accidentare este exclus în întregime, în cazul cînd ar exista o încercare de ungere a tamburului cu anumite materiale (contrar normelor de tehnica securităţii) în vederea măririi aderenţei benzii pe tambur.

Banda transportoare nu este supusă uzurii întrucît nu vine în contact cu elementele metalice ale dispozitivului de protecţie.

CZ 621.9.047.7 : 621.979.073

Contribuţii la prelucrarea prin procedeul electrolitic a matriţelor

Ing. Mircea IVAN – Institutul politehnic – Braşov

Ing. Gligor RUSAN – Institutul politehnic – Braşov

Prelucrarea electrolitică a matriţelor constituie un domeniu în care avantajele acestui procedeu, în comparaţie cu procedeele clasice, sînt evidente.

Maşinile-unelte de prelucrat electrolitic sînt maşini cu caracter universal, la care numai dispozitivele de lucru şi electrozii sculă constituie partea schimbabilă din maşină, în funcţie de tipul prelucrării (cu sau fără avans al electrodului) şi de caracteristicile piesei (formă şi dimensiune).

Autorii au studiat şi realizat dispozitivele de lucru pentru prelucrarea unor pastile cilindrice de matriţe cu locaşuri interioare cilindrice, pătrate, hexagonale, conice, dinţate, precum şi matriţe cu locaşuri asimetrice de tipul cap de bară.

În acest scop s-a proiectat şi realizat un singur dispozitiv de prindere a piesei, uşor adaptabil pentru fiecare piesă, iar electrodul sculă cu profil corespunzător suprafeţei de prelucrat a fost fixat direct de capul tijei motorului hidraulic.

În figura 1 se prezintă dispozitivul de lucru pentru piesele amintite, montat în cuva de lucru a instalaţiei.

Părţile componente ale dispozitivului de lucru şi electrodul sculă sînt următoarele : cuva de lucru *1*, placa izolantă *2*, corpul de aşezare şi centrare *3*, placa intermediară *4*, piuliţele de strîngere *5*, capacul de protecţie din plexiglas *6*, electrodul sculă *7*, bucşa de adaptare *8*, manşonul izolant *9*, conducta de intrare a electrolitului *10*, barele de legare a conductoarelor electrice *11*.

Ca urmare a studiului părţilor componente ale instalaţiei de prelucrare electrolitică şi ţinînd seamă de tipul prelucrărilor (cu avans şi fără avans al electrodului sculă), rezultă două tipuri de scheme ale instalaţiei : o schemă mai generală pentru prelucrarea cu avans şi o schemă derivată pentru prelucrarea fără avans.

În figura 2 este reprezentată schema bloc a instalației de prelucrare cu avans, în care s-au înscris și schemele funcționale descrise în [1]. În această figură, *1* reprezintă agregatul pentru obținerea curentului continuu, *2* — instalația de circulație a electrolitului, *3* — instalația de avans, *4* — dispozitivul de lucru.

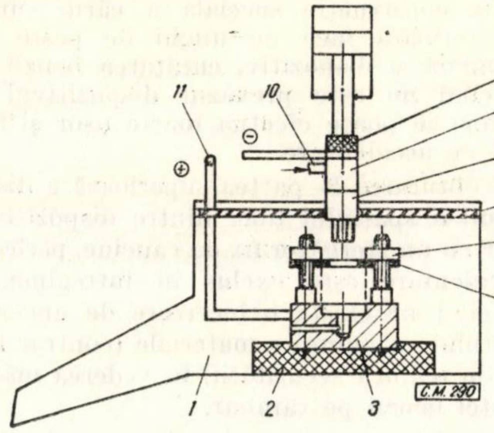


Fig. 1

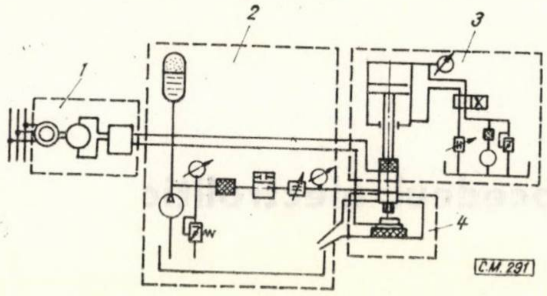


Fig. 2

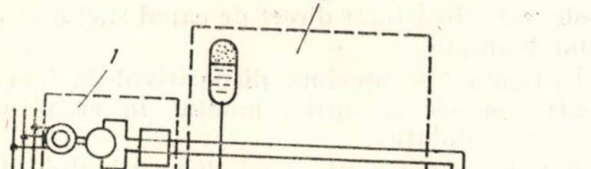


Fig. 3

Schema-bloc a instalației de prelucrare fără avans este reprezentată în figura 3. În această figură, *1* reprezintă agregatul pentru obținerea curentului continuu, *2* — instalația de circulație a electrolitului, *3* — dispozitivul de lucru. Vederea de ansamblu a instalației experimentale este dată în figura 4.

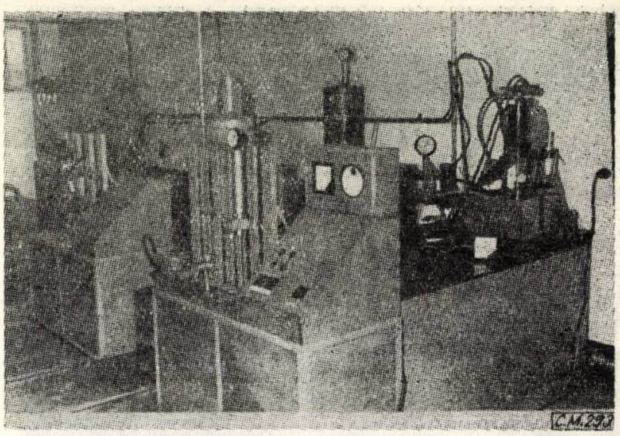


Fig. 4

Încercări preliminare

Pentru a verifica posibilitățile de prelucrare pe instalația proiectată și executată în cadrul catedrei T.C.M. și în scopul studierii unor fenomene care apar la prelucrare, s-au efectuat o serie de încercări preliminare.

Efectul de pierdere a formei în secțiune longitudinală. În vederea studierii efectului de pierdere a formei s-au efectuat prelucrări de locașuri interioare cu secțiune circulară și poligonală (pătrat și hexagon), cu electrozi sculă de diferite forme în secțiune longitudinală. La prelucrarea cu electrod cu secțiune longitudinală constantă, neizolat pe părțile laterale, s-a observat apariția unei variații a secțiunii locașului executat față de secțiunea electrodului (fig. 5).

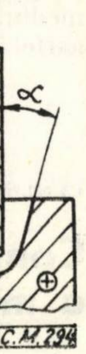


Fig. 5

Această variație de secțiune se datorește prelucrării secundare pe suprafețele laterale, ca urmare a închiderii liniilor de curent și pe

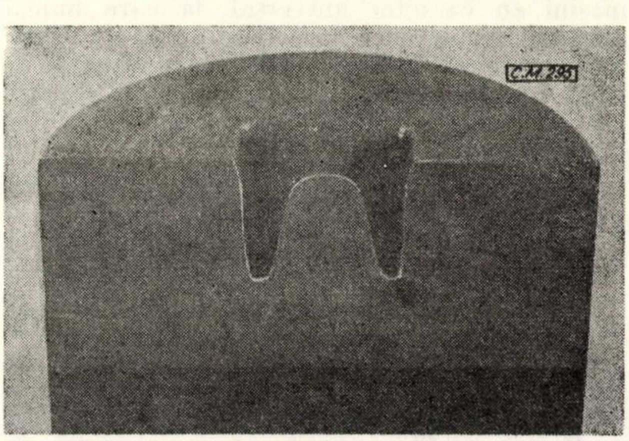


Fig. 6

aceste suprafeţe, deoarece electrolitul curge încă cu o viteză relativ ridicată.

În figura 6 este prezentată o secţiune longitudinală printr-o piesă prelucrată cu electrod, cu secţiune constantă, neizolat.

Pentru studierea posibilităţilor de evitare a efectului de pierdere a formei în secţiune longitudinală, s-au efectuat determinări cu electrod de secţiune longitudinală variabilă, izolat şi neizolat. La prelucrarea cu electrod cu secţiune variabilă, neizolat, se constată o deformare a locaşului, mai mult sau mai puţin pronunţată, în funcţie de unghiul de corecţie al electrodului, fără să se evite complet deformarea locaşului.

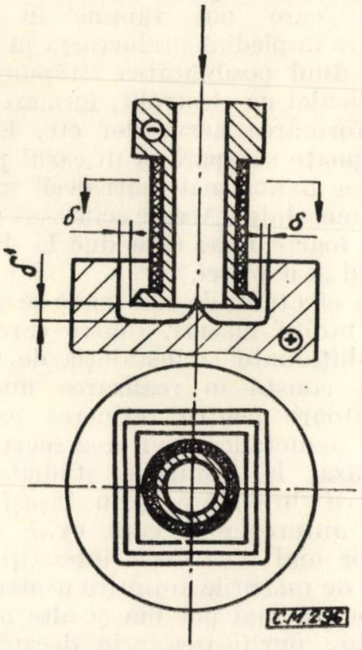


Fig. 7

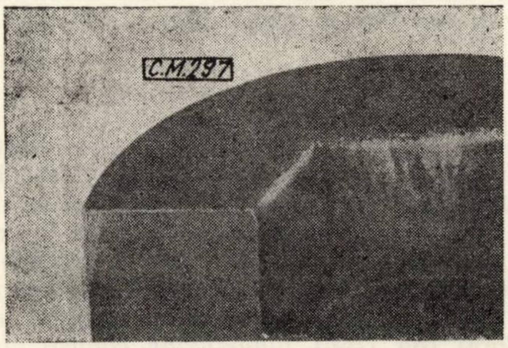


Fig. 8

S-au obţinut locaşuri cu pereţii paraleli numai la prelucrarea cu electrozi cu secţiune variabilă, izolaţi pe suprafeţele laterale. În figura 7 este prezentat cuplul electrod izolat piesă, iar în figura 8 este prezentată o piesă prelucrată cu un electrod izolat.

Efectul de pierdere a formei în secţiune ransversală. La prelucrarea electrolitică apare în mod necondiţionat efectul de mărire a secţiunii transversale a locaşului prelucrat faţă de secţiunea transversală a electrodului sculă. Această mărire a locaşului transversal este necesară pentru crearea interstiţiului de curgere a electrolitului. Problema prezintă importanţă numai la prelucrarea cu electrod izolat, la care deformarea se produce numai în secţiune transversală.

Mărimea interstiţiului lateral depinde în acest caz de mărimea porţiunii active, neizolată, şi de mărimea vitezei de avans al electrodului, în anumite condiţii de lucru.

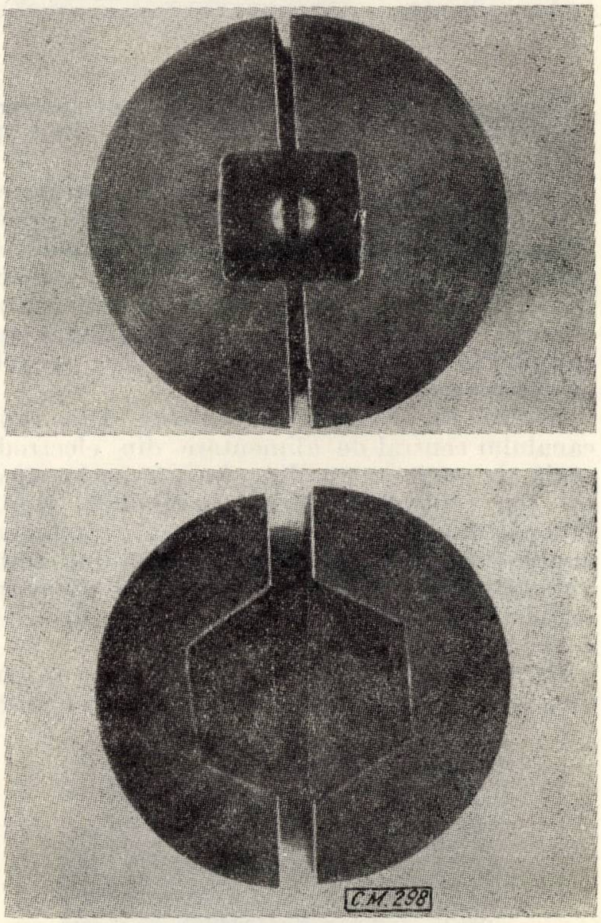


Fig. 9

În afară de efectul de deformare, la prelucrarea suprafeţelor poligonale apare fenomenul de rotunjire a muchiilor sau, în unele cazuri, de subtăiere. Aceste fenomene urmează să fie studiate. În figura 9 sînt prezentate cîteva piese la care se observă efectul de rotunjire şi de subtăiere.

Efectul de nervurare. Prin efecte de nervurare se consideră efectele datorite formării liniilor de curgere a electrolitului. La prelucrările locaşurilor interioare, o cale de introducere a electrolitului în zona de lucru o constituie practicarea unui orificiu central în electrodul sculă. De la acest orificiu, electrolitul curge spre exterior, variindu-se secțiunea de curgere ; ca urmare a acestui lucru se creează vene de curgere, cu grosimi variabile, care au efect asupra adîncimii instantanee a prelucrării. Din această cauză, suprafața prelucrată prezintă denivelări sub formă de nervuri (fig. 10).

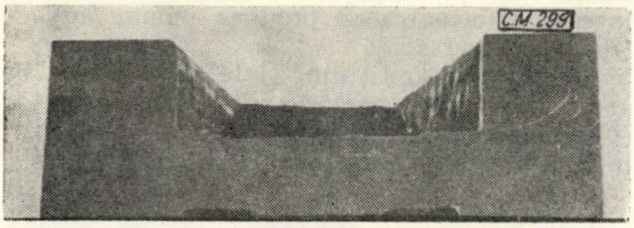


Fig. 10

Acest efect se datorește și diferențelor mari dintre presiunea de intrare și cea de ieșire din zona de lucru.

Pentru diminuarea efectului de nervurare pot fi luate măsuri simple, ca de exemplu : practicarea unor rezistențe de egalizare (canale circulare pe suprafața frontală) a presiunii, crearea unei rezistențe pe ieșire, canale laterale, introducerea garniturilor etc. sau o măsură mai complexă care constă în schimbarea sensului de circulație a electrolitului.

Efectul de formare a cepului. Din cauza canalului central de alimentare din electrodul sculă, la prelucrarea din plin a locașelor apare un cep central de formă parabolică, pentru îndepărtarea căruia este necesară o prelucrare suplimentară. Dimensiunile în secțiune transversală ale cepului sînt în funcție de diametrul orificiului de alimentare și de viteza de avans a electrodului sculă.

Pentru evitarea sau diminuarea acestui fenomen se pot lua următoarele măsuri : prelucrarea unei găuri în piesă, de dimensiunea orificiului de intrare a electrolitului și adîncimea egală cu adîncimea locașului, care se poate face înainte de tratamentul termic, prin alimentarea cu electrolit prin mai multe orificii de dimensiuni mai mici.

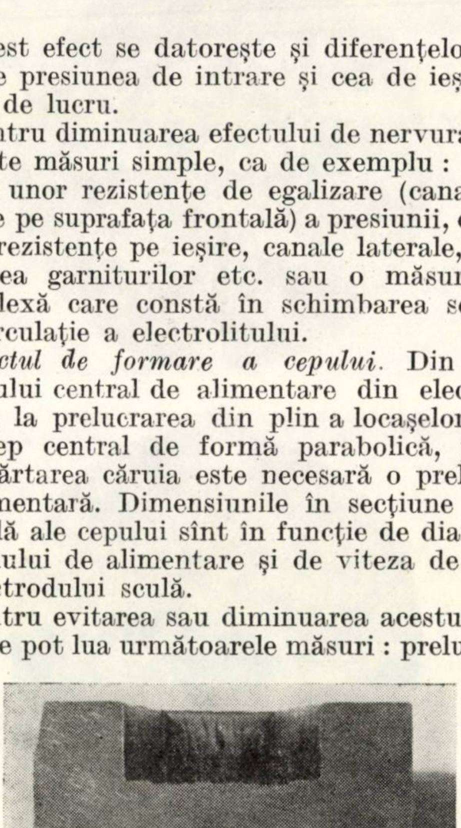


Fig. 11

În figura 11 este reprezentată o piesă prelucrată din plin pe o parte și cu gaură inițială pe cealaltă parte.

Efectul de scînteiere. În procesul de prelucrare se observă apariția unor scînteieri cu intensități variabile, care au efecte dăunătoare asupra agregatului de curent continuu, a electrodului sculă și a calității suprafeței prelucrate. Aceste scînteieri se pot produce din următoarele cauze : pătrunderea de impurități metalice de dimensiuni apropiate de mărimea interstițiului, pătrunderea de impurități nemetalice care pot rămîne în zona de lucru și care împiedică prelucrarea în porțiunea respectivă dînd posibilitatea străpungerii electrice a peliculei de electrolit, formarea de bule de gaze, formarea nervurilor etc. Efectul de scînteiere poate să apară și în cazul prelucrării cu viteze de avans mai mari decît vitezele de scoatere a metalului. Aceste scînteieri pot atinge intensități foarte mari care duc la distrugerea electrodului și a piesei.

Evitarea efectului de scînteiere se poate face prin mai multe măsuri, dintre care o parte au fost soluționate la instalația de laborator. O măsură constă în realizarea unei filtrări corespunzătoare pentru reținerea particulelor metalice și nemetalice. Evitarea scurtcircuitării se realizează, la instalația studiată și propusă pentru brevetare, prin însuși sistemul de avans autoreglabil, care evită realizarea interstițiilor mai mici decît interstițiul optim.

În afară de măsurile amintite pentru evitarea scînteierilor, se mai pot lua și alte măsuri, ca de exemplu : purificarea prin decantare, prin centrifugare, cu filtru magnetic etc., evitarea fenomenului de nervurare, diminuarea efectelor de formare a gazelor etc.

Exemple de prelucrări

Pentru punerea în evidență a posibilităților de prelucrare pe cale electrolitică cu instalația experimentală, s-au efectuat prelucrări pe piese de diferite complexități (în funcție și de cerințele unor uzine). Astfel s-au făcut încercări de prelucrare a locașelor cilindrice de secțiune pătrată și hexagonală, matrițe pentru sape de foraj (de tipul pinioanelor conice), piese complexe, asimetrice (de tipul capului de bară de la direcția tractorului). În figura 12 sînt prezentate cîteva piese prelucrate prin metoda electrolitică.

Parametrii medii cu care s-au făcut încercările la prelucrarea cu viteză de avans sînt următorii :

— concentrația soluției de electrolit pe bază de ClNa, de 10—18% ;

— vitezele de avans de lucru, constante sau autoreglabile, de pînă la 1,5 mm/min ;

— presiunile de intrare a electrolitului în zona de lucru maximum 10 kgf/cm^2 ;

— vitezele de curgere a electrolitului, maximum 37 m/s ;

— interstițiul, minimum 0,20 mm ;

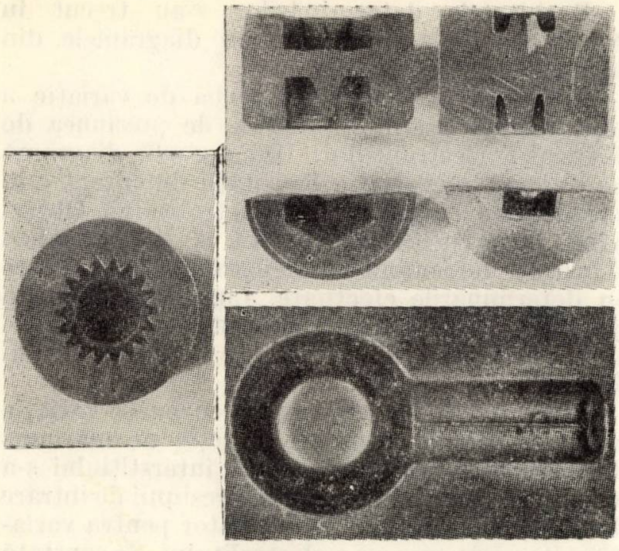


Fig. 12

— densităţile de curent, 100 A/cm²;
— temperatura de lucru 23–27°C.

Studiul parametrilor de lucru

În studiile preliminare s-au făcut o serie de determinări sub aspect calitativ, fără să se determine precis valoric influenţele parametrilor respectivi asupra prelucrării.

Avîndu-se în vedere numărul mare de factori care influenţează prelucrarea electrolitică, volumul mare de determinări şi complexitatea lor, pînă în stadiul actual al lucrării (în afară de studiul şi realizarea instalaţiei) s-au efectuat cercetări privind variaţia densităţii de curent în funcţie de condiţiile de lucru.

Astfel s-a studiat:

$$i = f(v, \delta),$$

pentru un anumit tip şi concentraţia soluţiei de electrolit. Metodica studierii acestui parametru a fost următoarea: s-au făcut prelucrări pe zece eşantioane, la care s-a prevăzut un element pentru măsurarea interstiţiului real. Prelucrările s-au efectuat la diferite presiuni de intrare şi la debit de electrolit constant.

În figura 13 se reprezintă eşantionul de încercare compus din piesa de prelucrare *1*, cepul de măsurare din material izolant *2*, arcul de strîngere *3* şi şurubul *4*.

Reglarea presiunii de lucru, în limitele de 1–10 kgf/cm², conform tabelei 1, s-a făcut prin varierea interstiţiului de prelucrare, pînă la obţinerea presiunii corespunzătoare determinării, şi s-a menţinut constant pe tot parcursul încercării. În perioada prelucrării cu parametrii de lucru constanţi s-a întrerupt instantaneu curentul electric şi concomitent s-a comandat retragerea electrodului sculă. În timpul avansului electrodului, partea frontală a acestuia a deplasat cepul de măsurare *2* (fig. 13). Debitul de electrolit s-a menţinut constant pentru toate determinările prin menţinerea constantă a căderii de presiune în droselul de reglare a debitului (tabela 1).

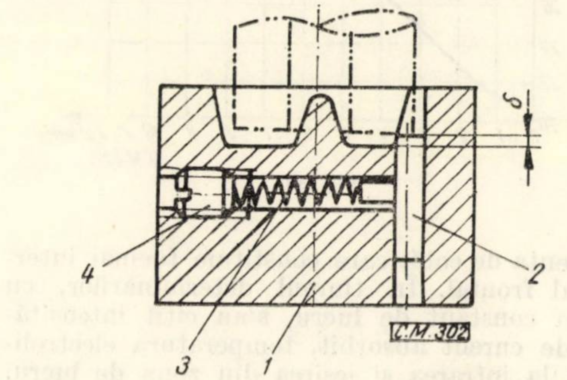


Fig. 13

Tabela 1

P_0, kgf/cm²	P_1, kgf/cm²	I, A	A, cm²	i A/cm²	t_1, °C	t_2, °C	Q_L, min	δ, mm	S, mm²	V, m/s	V_{av}, mm/min	Observaţii
3	1	63,6	3	21,2	22	23	14	0,55	17,3	13,5	0,32	cu instalaţia rece
4	2	68	3	22,7	26	27	14	0,49	15,38	15,2	0,34	
5	3	75	3	25	26	27	14	0,45	14,1	16,6	0,375	
6	4	80	3	26,7	22	23,5	14	0,40	12,55	18,6	0,4	cu instalaţia rece
7	5	85	3	28,4	22,5	24	14	0,38	11,95	19,5	0,425	cu instalaţia rece
8	6	95	3	31,55	26	27	14	0,33	10,4	22,5	0,475	
9	7	105	3	35	26	27	14	0,28	8,73	26,6	0,525	
10	8	110	3	36,6	26	27	14	0,25	7,85	30	0,55	
11	9	118	3	39,4	26,5	27,5	14	0,23	7,2	32,4	0,56	
12	10	126	3	42	27	28	14	0,20	6,28	37	0,63	

Citirea interstițiului frontal s-a făcut în felul următor: s-a așezat un comparator cu palpatorul pe suprafața frontală prelucrată și s-a reglat la zero. S-a așezat apoi palpatorul comparatorului pe cepul de măsurare 2 și s-a citit diferența de cotă, care constituie tocmai interstițiul frontal. În timpul determinărilor, cu regim constant de lucru, s-au citit intensitățile de curent absorbit, temperatura electrolitului la intrarea și ieșirea din zona de lucru.

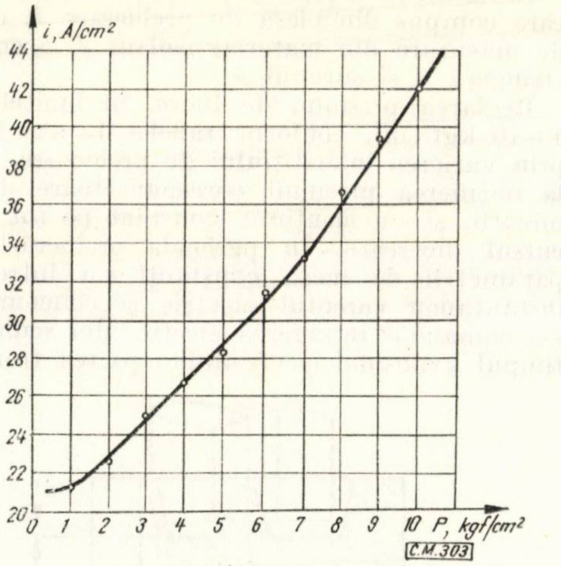


Fig. 14

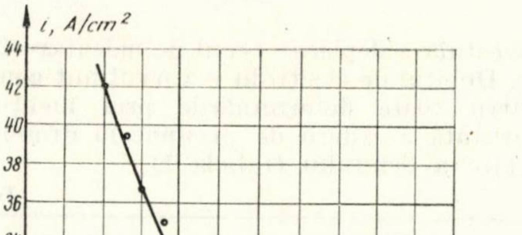


Fig. 15

Debitul de electrolit s-a determinat prin măsurarea timpului necesar pentru a se umple un volum bine determinat cu electrolit. Această determinare s-a făcut în perioada de lucru cu regim constant, pentru verificarea exactității reglajului inițial.

Rezultatele determinărilor s-au trecut în tabela 1 și s-au prelucrat în diagramele din figurile 14, 15, 16.

În figura 14 s-a trasat curba de variație a densității de curent în funcție de presiunea de intrare a electrolitului. Din această diagramă se observă că variația densității de curent este crescătoare cu presiunea electrolitului. Observînd alura curbei se constată că se pot realiza densități de curent superioare celor realizate în determinările efectuate. Limitarea presiunii de lucru la 10 kgf/cm² la încercările efectuate a fost impusă de rezistența acumulatorului hidropneumatic.

În figura 15 s-a reprezentat curba de variație a densității de curent în funcție de mărimea interstițiului frontal. Variația interstițiului s-a obținut ca urmare a variației presiunii de intrare la debit constant și corespunzător pentru variația vitezei de curgere a electrolitului. Se constată că densitatea de curent variază după o funcție inversă cu interstițiul. Din diagramă se vede că densitatea de curent crește foarte mult cu micșorarea interstițiului, ajungînd ca la valori mici ale interstițiului să producă scurtcircuitare. Ca urmare, mărimea interstițiului este limitată în funcție de rezistența la străpungere a mediului dintre electrod și piesă (electrolit, gaze, impurități etc.).

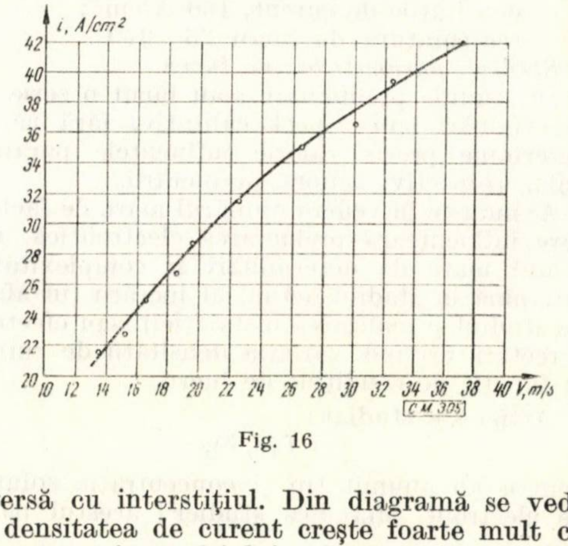


Fig. 16

În figura 16 s-a reprezentat curba de variație a densității de curent în funcție de viteza de curgere a electrolitului în zona de lucru. Din diagramă se observă că viteza influențează direct densitatea de curent în limitele valorilor realizate. Se constată că se pot realiza densități de curent mai mari la viteze de curgere a electrolitului mai mari.

Se poate afirma, pe baza diagramelor, că se pot obține performanțe superioare celor realizate cu o instalație de capacitate mai mare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ivan, M.* Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic. În : Construcția de Mașini, nr. 3, 1970.

CZ 621.834:621.914.3

Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc (vibraţii torsionale) la frezarea danturii drepte

Prof. dr. ing. Ion LĂZĂRESCU – Institutul politehnic-Cluj
Şef lucr. ing. Eugen PAY – Institutul politehnic-Cluj

Se cunoaşte că asupra erorilor de danturare acţionează o serie de factori [1], printre care un rol important îl ocupă rotirea neuniformă a frezei melc, în timpul prelucrării. Literatura de specialitate [2] se ocupă de eroarea cinematică a rotirii frezei, dar nu ţine seamă de variaţia acesteia în funcţie de regimul de aşchiere. În articol se analizează această problemă luînd în considerare dinamica procesului de frezare.

Considerînd ciocnirea dintre două corpuri oarecare, se poate scrie relaţia cunoscută între variaţia impulsului şi percuţie :

$$\overline{mv_1} - \overline{mv_0} = \overline{H}_1 - \overline{H}_0 = \int_{t_0}^{t_1} \overline{F}\,\mathrm{d}t, \qquad (1)$$

în care :

m este masa corpului care ciocneşte ;
v_0, v_1 — viteza la începutul şi sfîrşitul ciocnirii ;
H_0, H_1 — impulsul iniţial şi final, la momentul t_0, respectiv t_1 ($H_0 = mv_0$, $H_1 = mv_1$) ;
F — forţa de şoc care intervine.

În cazul ciocnirii dintre dinţii frezei melc şi semifabricat, ţinînd seamă că, în direcţia axei piesei, viteza semifabricatului este nulă ($\overline{V}_{p_0}=0$), se poate scrie, pentru impulsul total înainte de ciocnire, relaţia :

$$H_0 = m_f \cdot v_{f0} + m_p \cdot v_{p0} = m_f \cdot v_{f0},$$

iar după ciocnire :

$$H_1 = m_f \cdot v_{f1} + v_{p1} \cdot m_p,$$

în care :

m_f este masa redusă a subansamblului frezei melc (în rotaţie) ;
m_p — masa redusă a subansamblului semifabricatului ;
v_{f0}, v_{f1} — viteza periferică a frezei la începutul şi sfîrşitul ciocnirii ;
v_{p0}, v_{p1} — viteza iniţială şi finală a piesei, în planul de rotaţie a frezei.

Considerînd suma percuţiilor nulă, se poate scrie :

$$\overline{H}_1 - \overline{H}_0 = \Delta\overline{H} = \sum \overline{p} = 0$$

sau :

$$m_f \cdot v_{f1} + m_p \cdot v_{p1} - m_f \cdot v_{f0} = 0, \qquad (2)$$

adică impulsul total rămîne constant.

Ciocnirea are ca efect o deformare elastică, care la început (pînă ce vitezele celor două corpuri care se ciocnesc se egalează) este de comprimare, apoi de relaxare. Ca urmare, are loc o încetinire a mişcării de rotaţie a frezei melc şi imprimarea unei mişcări la piesă, în direcţia axei acesteia. Întîrzierea mişcării de rotaţie a frezei se concretizează prin apariţia unei erori de rotaţie suplimentare (vibraţii torsionale) a acesteia, iar mişcarea piesei — în vibraţii ale acesteia.

Percuţia P_c în timpul comprimării este dată de relaţia :

$$P_c = -m_f(u - v_{f0}) = m_p\,(u - v_{p0}), \qquad (3)$$

în care u este viteza comună.

Din relaţia (3) se deduce :

$$u = \frac{m_f \cdot v_{f0} + m_p \cdot v_{p0}}{m_f + m_p}; \quad P_c = \frac{m_f \cdot m_p(v_{f0} - v_{p0})}{m_f + m_p}. \qquad (4)$$

În perioada de relaxare, viteza frezei continuă să scadă de la u la v_{f1}, iar viteza piesei (viteza vibraţiei în direcţia axei piesei) să crească de la u la v_{p1}, astfel încît percuţia corespunzătoare relaxării va fi :

$$P_r = -m_f\,(v_{f1} - u) = m_p\,(v_{f1} - u), \qquad (5)$$

de unde :

$$u = \frac{m_f\,v_{f1} + m_p \cdot v_{p1}}{m_f + m_p}; \qquad P_r = \frac{m_f \cdot m_p(v_{p1} - v_{f1})}{m_f + m_p}. \qquad (6)$$

Raportul

$$k = \frac{P_r}{P_c} = \frac{v_{p1} - v_{f1}}{v_{f0} - v_{p0}} \qquad (7)$$

este coeficientul de elasticitate la ciocnire şi, în cazul de faţă (ciocnirea elastică), este egal cu unitatea.

Relaţia (7), în care $v_{p0} = 0$ şi $k = 1$, împreună cu expresia (2), formează un sistem de două ecuaţii cu două necunoscute :

$$\begin{cases} m_f \cdot v_{f1} + m_p \cdot v_{p1} - m_f \cdot v_{f0} = 0 \\ v_{p1} - v_{f1} - v_{f0} = 0, \end{cases} \qquad (8)$$

din care se găsește:

$$v_{f1} = v_{f0}\frac{m_f - m_p}{m_f + m_p},\ v_{p1} = v_{f0}\left(1 + \frac{m_f - m_p}{m_f + m_p}\right). \quad (9)$$

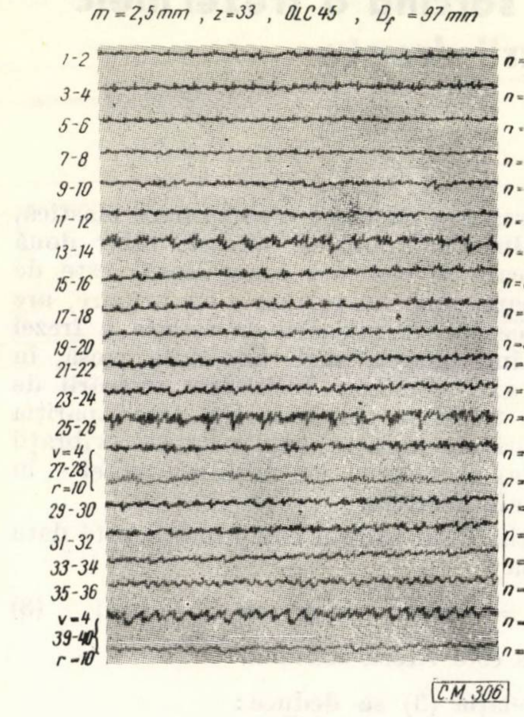


Fig. 1

În cazul cînd $m_f = m_p$, relațiile (9) devin:

$$v_{f1} = 0, \quad v_{p1} = c_{f0}. \quad (10)$$

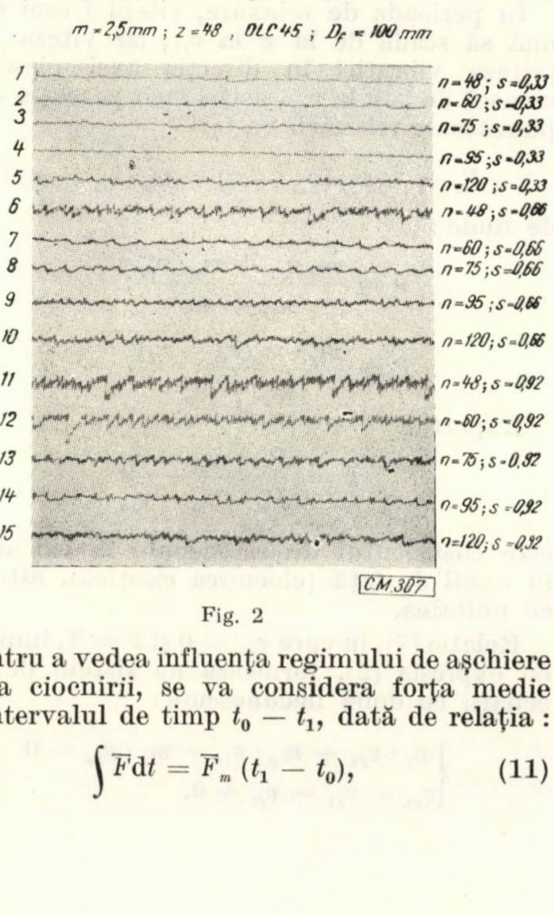


Fig. 2

Pentru a vedea influența regimului de așchiere asupra ciocnirii, se va considera forța medie din intervalul de timp $t_0 - t_1$, dată de relația:

$$\int \overline{F}\mathrm{d}t = \overline{F}_m\,(t_1 - t_0), \quad (11)$$

și se va lua variația impulsului pentru freza melc:

$$m_f\,(v_{f0} - v_{f1}) = \int_{t_0}^{t_1} F\mathrm{d}t = F_m(t_1 - t_0), \quad (12)$$

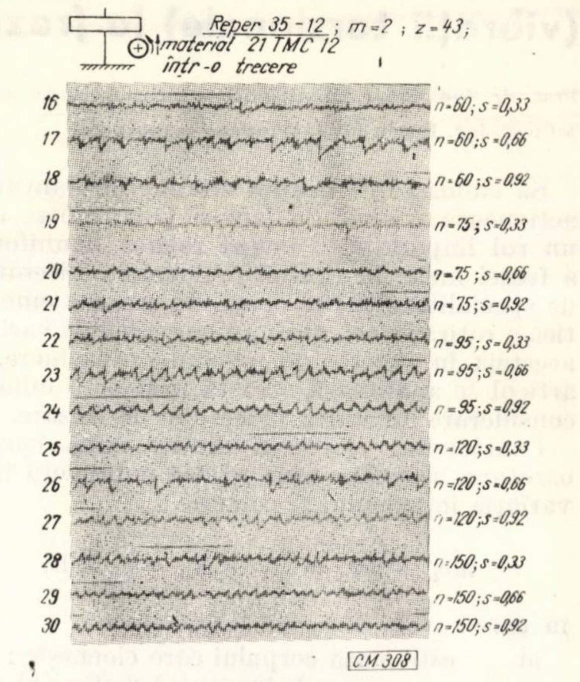


Fig. 3

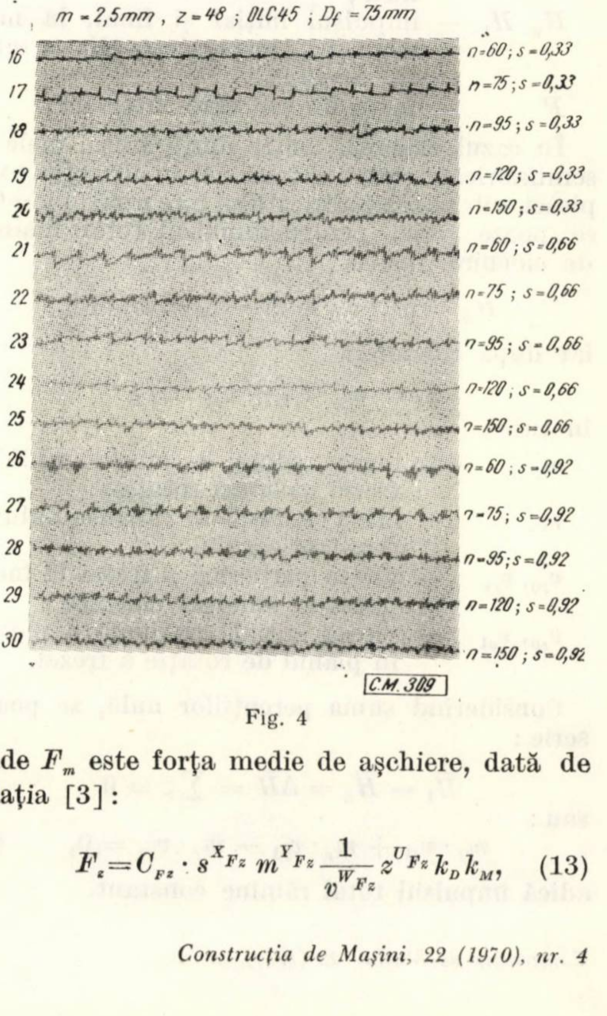


Fig. 4

unde F_m este forța medie de așchiere, dată de relația [3]:

$$F_z = C_{Fz} \cdot s^{X_{Fz}}\, m^{Y_{Fz}} \frac{1}{v^{W_{Fz}}} z^{U_{Fz}} k_D k_M, \quad (13)$$

în care :

m este modulul ;
z — numărul de dinţi ;
s — avansul ;
k_M, k_D — coeficienţi care ţin seamă de influenţa materialului prelucrat şi de dinamica aşchierii ;

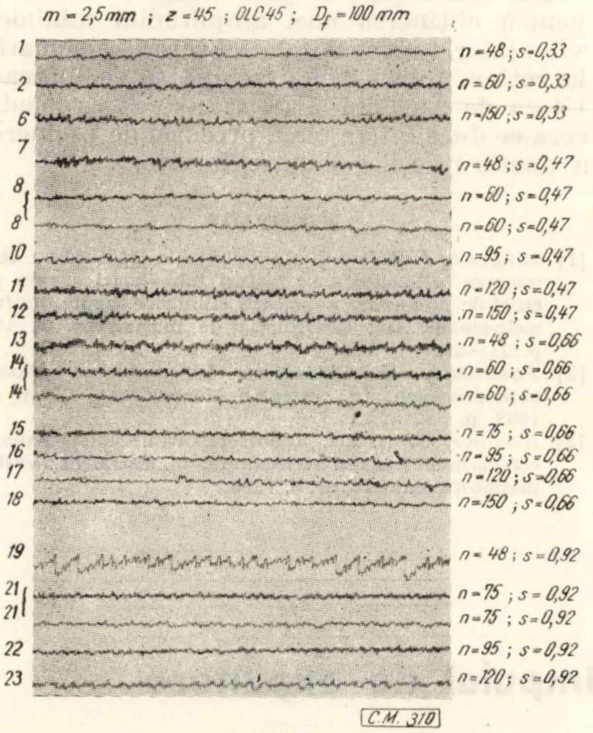


Fig. 5

astfel încît, ţinînd seamă de expresia (13), se deduce din relaţia (12) valoarea pierderii de viteză în funcţie de regimul de aşchiere :

$$\Delta v_f = v_{f0} - v_{f1} = \frac{C_{Fz}\, s^{X_{Fz}} m^{Y_{Fz}} z^{U_{Fz}} k_D k_M (t_1 - t_0)}{m_f \cdot v_{f_0}^{W_{Fz}}},$$

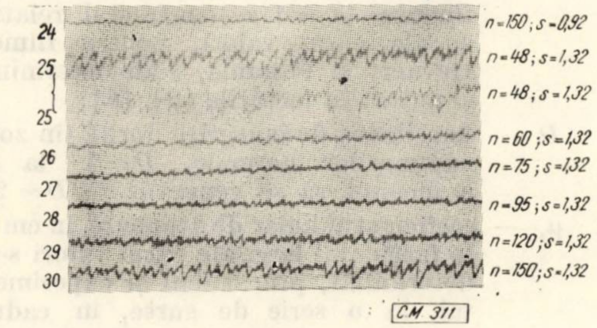


Fig. 6

adică :

$$\Delta v_f = k\,\frac{(t_1 - t_0)\, s^{Y_{Fz}}}{v_{f_0}^{W_{Fz}}}. \tag{14}$$

Rămînerea în urmă, ca spaţiu, datorită pierderii de viteză, va fi :

$$\Delta = \Delta v_f \cdot (t_1 - t_0) = k\,\frac{(t_1 - t_0)^2\, s^{Y_{Fz}}}{v_{f_0}^{W_{Fz}}}. \tag{15}$$

Această rămînere în urmă se poate considera egală cu amplitudinea medie a vibraţiilor torsionale ale frezei melc sau ca o eroare cinematică la rotirea în sarcină a frezei melc. Ca urmare, eroarea cinematică, la rotirea în sarcină, va fi :

$$Ecrf_1 = k\,\frac{(t_1 - t_0)^2\, s^{Y_{Fz}}}{v_{f_0}^{W_{Fz}}} \tag{16}$$

sau :

$$Ecrf_1 = k_E\,\frac{s^{Y_{Fz}}}{v_{f_0}^{W_{Fz}}}. \tag{17}$$

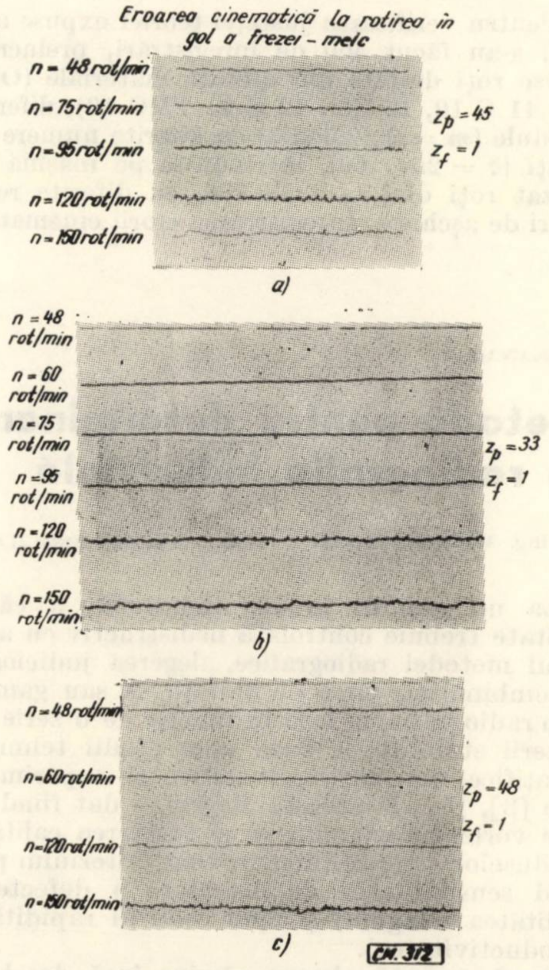


Fig. 7

Expresia (17) arată că eroarea cinematică creşte o dată cu avansul şi descreşte o dată cu mărirea vitezei periferice de aşchiere a frezei.

Dacă se consideră avansul constant (s = const), atunci relaţia (17) devine :

$$Ecrf_1 = k'_E\,\frac{1}{v_{f_0}^{W_{Fz}}}. \tag{18}$$

Această relaţie generalizează, de altfel, cazul particular în care se consideră rigiditatea la răsucire a maşinii :

$$\theta = \frac{M_t}{GI_t} = \frac{974 \frac{N_f}{n_{f_0}}}{GI_t} = k_1 \frac{1}{n_{f_0}}, \qquad (19)$$

în care :

GI_t este rigiditatea de răsucire ;
θ — răsucirea specifică ;
M_t — momentul de răsucire ;
N_f — puterea consumată în procesul de aşchiere ;
n_f — turaţia frezei $\left(n_{f_0} = \frac{1\,000\, v_{f_0}}{\pi D_f}\right)$.

Pentru verificarea justeţei teoriei expuse mai sus, s-au făcut 300 de înregistrări, prelucrîndu-se roţi dinţate din diferite materiale (OLC 45, 41 C 10, 15 MoC 12 şi 21 TMC 12), diferite module ($m = 2$; 2,5 şi 3) cu diferite numere de dinţi ($z = 25...60$), lucrîndu-se pe maşina de frezat roţi dinţate TOS-F06, cu diferite regimuri de aşchiere. Înregistrarea erorii cinematice (vibraţii torsionale) s-a făcut cu un torsiograf Geiger. Cîteva din înregistrările obţinute se dau în figurile 1—7. Acestea arată că, o dată cu creşterea turaţiei frezei melc (deci a vitezei de aşchiere), amplitudinea vibraţiilor torsionale scade ; iar, cu creşterea avansului, amplitudinea creşte.

Din cele expuse se poate trage concluzia că, pentru obţinerea unei amplitudini minime a vibraţiilor torsionale, deci a erorii cinematice, la rotirea frezei melc, trebuie să se mărească viteza de aşchiere şi să se reducă avansul — ceea ce duce la creşterea preciziei de prelucrare a danturii roţilor dinţate frezate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.* şi *Pay, E.* Contribuţii în legătură cu determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare a danturii cilindrice drepte, cu freză melc-modul. În : Construcţia de maşini, nr. 2, 1969, p. 71—81.

[2] *Paderewski, K.* Dokladnosc kinematyczna frezarek obwiedriowych. În : Przeglad Mechaniczny 22, nr. 17, 1963, p. 532—539

[3] *Nekrasov, S. S.* ş.a. Zubofrezerovanie mnogozahodnîi cerveacinîmi frezami uvelicennovo diametra. În : Vestnik maşinostroienia 46, nr. 6, 1966.

CZ 620.179.152

Metodă pentru determinarea timpului de expunere în radiografia industrială

Dr. ing. Marin NĂSTASE — Centrul de Mecanica Solidelor al Academiei R.S. România

La un anumit produs industrial, a cărui calitate trebuie controlată nedistructiv cu ajutorul metodei radiografice, alegerea judicioasă a combinaţiei, sursă de radiaţii (X sau gama), film radiografic, se face în funcţie de o serie de criterii stabilite pe baza unor studii tehnico-ştiinţifice sistematice, teoretice şi experimentale [3], [6]; la această alegere — dat fiind că este vorba de examinarea şi atestarea calităţii produselor — prioritatea revine criteriului privind sensibilitatea de detectare a defectelor (calitatea imaginii) şi apoi celui al rapidităţii (productivitatea).

După această alegere rămîne însă deschisă problema cunoaşterii timpului de expunere a piesei ce se examinează defectoscopic, pentru a se obţine densitatea de înnegrire luată în considerare în cadrul criteriului privind calitatea imaginii.

Determinarea valorilor timpului de expunere se poate face cu ajutorul formulei lui Brachet [3]:

$$\lg T = \alpha \cdot \lg D + 0{,}4343\, \mu_l\, x + \lg A - \lg \frac{I}{F^2} \qquad (1)$$

în care :

α este coeficient caracteristic filmului ales care dă indicaţii asupra contrastului filmului ($a = 1/\alpha$—contrastul relativ) şi ale cărui valori, pentru filmele Gevaert şi Ferrania, s-au determinat şi arătat în lucrările [2], [6];
D — densitatea de înnegrire dorită (în zona expunerilor normale, $D = 1$ la 3 ; a început să se generalizeze $D = 2$) ;
μ_l — coeficientul liniar de atenuare, în cm^{-1}, la fasciculul larg, ale cărui valori s-au determinat, prin calcul şi experimental, la o serie de surse, în cadrul lucrării [6]; se reaminteşte că μ_l variază cu energia şi spectrul radiaţiei folosite, cu natura şi grosimea materialului examinat, cu tipul de ecrane intensificatoare utilizate şi, eventual, cu filtrele pentru reţinerea radiaţiilor moi, cu condiţiile geometrice de expunere [1], [6];
x — grosimea piesei examinate, cm ;

A — coeficient caracteristic filmului şi radiaţiei folosite, care dă indicaţii asupra rapidităţii filmului şi ale cărui valori, pentru o serie de filme şi surse, sînt date în lucrările [2], [6];

I — activitatea sursei gama, în Ci, sau intensitatea curentului la tubul Roentgen, mA;

F — distanţa sursă-film, m.

Valorile timpului *T* vor rezulta în ore pentru sursele gama şi în minute pentru radiaţiile X.

Desigur că este incomod, în practica controlului defectoscopic, de a calcula de fiecare dată timpul de expunere, în funcţie de cazul concret ce îl avem de rezolvat.

De aceea se obişnuieşte să se întocmească abace care să permită o determinare mai uşoară şi mai rapidă a valorilor lui *T*.

Un astfel de exemplu îl constituie figura 1, în care sînt arătate curbele de expunere pentru radiaţii X de diferite energii şi diferite grosimi de oţel; curbele sînt date de firma Kodak.

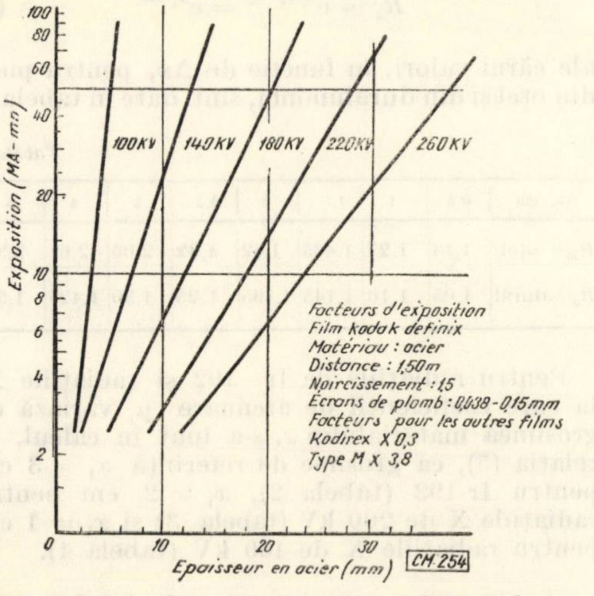


Fig. 1. Curbele de expunere pentru radiaţii X de diferite energii şi diferite grosimi de oţel. film Kodak Definix.

Astfel de abace cu curbe de expunere, sub formă de drepte, mai sînt date şi de alte firme furnizoare de filme radiografice sau de aparatură cu surse de radiaţii şi chiar în literatura de specialitate.

O primă observaţie de făcut este aceea că aceste curbe nu sînt drepte, ci ele prezintă o curbură oarecare. Explicaţia este simplă: reprezentarea grafică este semilogaritmică şi, dacă se observă relaţia (1), care stă la baza unei astfel de reprezentări, curbele respective ar fi drepte numai dacă valorile lui μ_t ar fi constante în funcţie de grosimea materialului (x); ori s-a demonstrat teoretic şi experimental [1], [6] că coeficienţii de atenuare μ_t variază cu grosimea materialului examinat.

Iată deci, că specialiştii care lucrează în acest domeniu trebuie să manifeste atenţie şi discernămînt înainte de a trece la folosirea unor astfel de abace.

O a doua observaţie pe care o avem de făcut constă în următoarele: formula (1) a timpului de expunere care stă la baza întocmirii abacelor respective — chiar în mod riguros să presupunem — nu este valabilă decît pentru tipul de emulsie (film) care s-a încercat şi numai dacă în continuare caracteristicile filmului vor rămîne constante şi dacă în practică se vor respecta toate condiţiile în care s-au făcut aceste determinări (ceea ce este greu de presupus).

De aceea se consideră că metoda este prea laborioasă faţă de limitele de valabilitate şi foloasele pe care le prezintă. Pornind de la aceste considerente, autorul nu a continuat pe această cale pentru a fructifica în practică rezultatele studiilor şi cercetărilor sale.

În laboratoarele uzinale, în care se efectuează controlul calităţii produselor prin radiografie se întîmpină, în prezent, următoarele dificultăţi:

— utilizarea unor astfel de abace nu este eficientă în cazul extrapolării la alte condiţii de examinare şi de altfel nici nu s-ar putea acoperi prin această metodă diversitatea de condiţii şi de cazuri ce se ivesc în producţie; din această cauză se pierd foarte multe filme care sînt fie subexpuse, fie supraexpuse, sau chiar dacă prezintă o densitate de înnegrire în zona normală ($D = 1$ la 3) nu este cea corespunzătoare celei mai bune sensibilităţi de detectare a defectelor;

— se pierde timp şi material cu încercările necesare pentru a determina timpul de expunere pentru alte cazuri concrete ce se cer a fi rezolvate;

— în producţie nu se dispune, în general, de timp şi de posibilităţi pentru a efectua în mod sistematic şi după o metodologie adecvată încercări sensitometrice, care să rezolve aceste aspecte.

Abordînd problema de pe aceste poziţii şi dată fiind importanţa sa deosebită, s-a căutat să se găsească o rezolvare a acestor cerinţe; se consideră că metoda prezentată, în cele ce urmează, va satisface cerinţele menţionate.

În rezolvarea acestei probleme şi implicit în conturarea noii metode, s-a pornit de la următoarele ipoteze:

— specialiştii care aplică curent în producţie metoda de control cu radiaţii penetrante posedă în colecţia lor de radiografii exemplare reuşite (etalon), care răspund foarte bine, din punctul de vedere al sensibilităţii de detectare a defectelor (calitatea imaginii);

— este de dorit însă să se transpună aceste rezultate bune, obţinute în condiţiile de lucru cu specificitate proprie și altor piese cu grosimi diferite și în aceleași condiții de lucru (aparatul folosit, tipul de film, ecranele intensificatoare, condiții de developare etc.);

— această transpunere să se poată face ușor și expeditiv.

Se presupune că timpul de expunere T_1 este cel corespunzător radiografiei de referință (etalon) și că trebuie determinat timpul T_2 în care se expune o piesă din același material, sau alt material și grosime diferită.

Dozele de radiații care ajung să impresioneze filmul radiografic, în cele două cazuri, sînt date de expresiile :

$$E_1 = \frac{I_1 \cdot T_1}{F_1^2} e^{-\mu_{l_1} \cdot x_2} \tag{2}$$

$$E_2 = \frac{I_2 \cdot T_2}{F_2^2} e^{-\mu_{l_2} \cdot x_2} \tag{3}$$

în care :

$\frac{I_1 \cdot T_1}{F_1^2}$ și $\frac{I_2 \cdot T_2}{F_2^2}$ reprezintă dozele de radiații la suprafața piesei, I_1 și I_2 fiind activitatea în Ci a surselor gama sau intensitatea curentului în mA la radiațiile Roentgen, T_1 și T_2 timpii de expunere, F_1 și F_2 distanțele sursă-film ;

μ_{l_1} și μ_{l_2} — coeficienții de atenuare, în cm^{-1}, la fascicul larg, ale căror valori determinate prin calcul și experimental pentru o serie de surse și pentru oțel și duraluminiu sînt date în [6] ;

x_1 și x_2 — grosimile pieselor, cm.

Pentru a avea aceeași densitate de înnegrire a filmului, în ambele cazuri trebuie să fie aceeași doză de radiații, care ajunge să impresioneze filmul ; rezultă că $E_1 = E_2$, iar din expresiile (2) și (3) se deduce ;

$$T_2 = T_1 \frac{I_1}{I_2} \cdot \frac{F_2^2}{F_1^2} e^{\mu_{l_2} x_2 - \mu_{l_1} \cdot x_1}, \tag{4}$$

care reprezintă relația de calcul a timpului de expunere T_2 în funcție de timpul T_1.

Notînd :

$$e^{\mu_{l_2} \cdot x_2 - \mu_{l_1} \cdot x_1} = R_x = \varphi(x) \tag{5}$$

și înlocuind în relația (4), se obține :

$$T_2 = R_x \cdot T_1 \frac{I_1}{I_2} \frac{F_2^2}{F_1^2}. \tag{6}$$

În cazul în care se vor folosi aceleași condiții de expunere, ca sursă de radiații ($I_1 = I_2$) și ca distanță sursă-film ($F_1 = F_2$), această relație de calcul capătă forma :

$$T_2 = R_x . T_1. \tag{7}$$

S-au determinat valorile factorului R_x pentru cîteva din cazurile la care în lucrarea [6] s-au obținut — prin calcul și experimental — valori pentru coeficienții de atenuare la fascicul larg, μ_l.

Dacă se consideră sursele de radiații Co-60, se observă că μ_l este practic constant și, în consecință :

$$R_x = e^{\mu_l (x_2 - x_1)} = e^{\mu_l \cdot \Delta x} \tag{8}$$

ale cărui valori, în funcție de Δx, pentru piese din oțel și din duraluminiu, sînt date în tabela 1.

Tabela 1

Δx, cm	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5
R_x— oțel	1,13	1,27	1,435	1,62	1,82	2,06	2,61	3,32
R_x—dural	1,05	1,10	1,145	1,195	1,25	1,30	1,425	1,55

Pentru radiațiile de Ir—192 și radiațiile X, la care coeficienții de atenuare μ_l variază cu grosimea materialului x, s-a luat în calcul, în relația (5), ca grosime de referință $x_1 = 3$ cm pentru Ir-192 (tabela 2), $x_1 = 2$ cm pentru radiațiile X de 200 kV (tabela 3) și $x_1 = 1$ cm pentru radiațiile X de 100 kV (tabela 4).

Tabela 2

x_2, cm	1	2	3	4	5	6	7	8
R_x-oțel	0,36	0,60	1	1,65	2,70	4,43	7,30	
R_x-dural	0,68	0,82	1	1,21	1,46	1,75	2,10	2,50

Tabela 3

x_2, cm	0,6	1	1,5	2	2,5	3	4
R_x-oțel	0,21	0,34	0,595	1	1,71	2,85	7,29

Tabela 4

x_2, cm	0,2	0,6	1,0	1,5
R_x-oțel	0,05	0,25	1	4,88

Aceleași rezultate sînt redate grafic în figurile 2 și 3.

Dacă $I_1 \neq I_2$ și $F_1 \neq F_2$, atunci se va folosi expresia (6).

Verificînd aplicarea metodei pe rezultate experimentale înregistrate anterior, în alte scopuri, s-a constatat o reproducere a valorii lui T_2, suficient de satisfăcătoare.

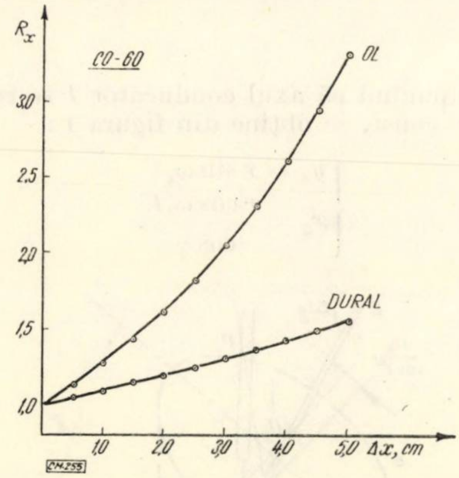


Fig. 2. Valorile lui $R_x = \varphi(\Delta x)$ pentru Co-60.

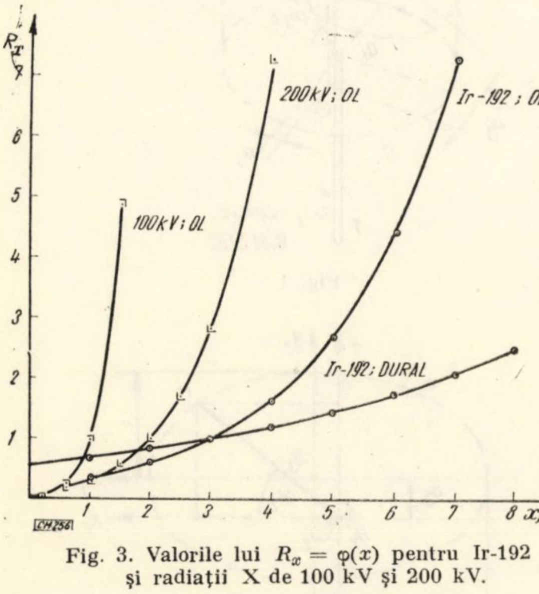


Fig. 3. Valorile lui $R_x = \varphi(x)$ pentru Ir-192 și radiații X de 100 kV și 200 kV.

În cazul radiațiilor de Co-60, pentru $\Delta x = x_2 - x_1$, s-a presupus $x_2 > x_1$; dacă grosimea x_1 corespunzătoare radiografiei de referință este mai mare decît grosimea x_2 a piesei ce trebuie controlată, evident:

$$T_2 = \frac{1}{R_x} \cdot T_1. \qquad (9)$$

De asemenea, în cazul radiațiilor Ir-192 și radiații X, dacă grosimea x_1 corespunzătoare radiografiei de referință diferă de cele luate în calcul, la care $R_x = 1$, atunci:

$$T_2 = \frac{R_{x_2}}{R_{x_1}} \cdot T_1. \qquad (10)$$

Metoda prezentată este inedită și — așa cum s-a arătat — presupune cunoașterea coeficienților de atenuare la fascicul larg μ_l care, implicit, cuprinde și influențele diferiților parametri ce intervin în radiologia industrială (energia radiației, natura și grosimea materialului, condițiile geometrice de expunere, tipul de film, ecranele intensificatoare).

În cazul în care nu se dispune de radiografii de referință, care să conducă la cunoașterea lui T_1, acestea pot fi obținute din cîteva expuneri, fie prin folosirea relației (1), fie prin folosirea tipului de epruvetă prezentat în lucrarea [5], epruvetă care beneficiază de o serie de avantaje pentru determinările sensitometrice; în această lucrare este arătată și metodologia de determinare a coeficientului de atenuare la fascicul larg μ_l.

Se consideră că aplicarea în practică a acestei metode, coroborată cu utilizarea tipului de epruvetă amintit, poate conduce la rezultate îmbunătățite și la economie de timp și de material.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Halmshow, R.* Industrial radiology. London, 1966.

[2] *Kalbfleisch, J.*, *Nouvet, A.* Étude sensitométrique des emulsions employées en gammagraphie de l'acier, I.I.S.-Doc. V-185–61, 1961.

[3] *De Leiris, H.*, *Antoni, E.* Recherches par voie sensitométrique des conditions d'emploi optimum des sources radioactives en gammagraphie de l'acier. Soudage et Techniques Connexes, 3–4, I.I.S.– Doc. V–39–57, 1957.

[4] *Năstase, M.* La démonstration de la variation des coefficients d'absorbtion des rayons polychromatiques en fonction de l'épaisseur du matériel absorbant, I.I.S.– Doc. V.–340–66, 1966.

[5] *Năstase, M.* Sur les essais sensitométriques des films radiographiques, I.I.S.-Doc. V–401, 68, 1968.

[6] *Năstase, M.* Contribuții în defectoscopia cu radiații electromagnetice penetrante (teză de doctorat), 1969.

CZ 621.941.001.5

lüktetés zavaró keveretés hőtés mérés

Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide

Ing. Ladislau OBERST – I.I.S. Electrobanat–Timişoara
Dr. ing. Bernard OPRENDECK – Institutul politehnic–Timişoara

Urmărirea vitezelor de rotaţie şi a variaţiei lor cu ajutorul traductoarelor tahometrice este îngreunată de pulsaţiile parazite introduse de cuplajele mecanice. Aceste cuplaje, care leagă traductoarele tahometrice la maşinile rotative, practic nu asigură niciodată o cuplare perfect centrată şi rigidă. Ele devin astfel sursele unor pulsaţii parazite care se suprapun peste fenomenul urmărit, deformîndu-l. Ca mărime, pulsaţiile parazite pot fi atît de mari încît să mascheze complet alura variaţiei reale a fenomenului studiat.

Pentru remedierea acestei situaţii se adoptă în general diferite sisteme de filtrare a acestor pulsaţii. Filtrările deformează însă şi fenomenul real. Soluţia trebuie căutată în alegerea unui cuplaj realizabil, care să introducă cît mai puţine pulsaţii parazite. Se impune deci necesitatea cunoaşterii pulsaţiilor parazite introduse de fiecare mod de cuplare în parte, problemă nestudiată însă în mod sistematic în literatura de specialitate.

În cele de mai jos se vor studia pulsaţiile parazite care apar la cuplajele mecanice cu părţi rigide, lipsite de jocuri şi de mase excentrice. În această categorie sînt cuprinse cuplajele cu axele deplasate, concurente sau strîmbe în spaţiu şi cuplajele cardanice.

Cuplaj cu axe care nu se intersectează în spaţiu

Se presupune că cele două părţi ale cuplajului pot să alunece liber una pe cealaltă în timpul funcţionării (frecarea se neglijează).

În cazul cel mai general, cele două axe (axul conducător *1* şi cel condus *2*) nu se intersectează. Manivelele celor două axe se rotesc în plane perpendiculare pe axele respective. Poziţia relativă a axelor poate fi caracterizată prin unghiul dintre cele două plane perpendiculare pe axe şi dezaxările a_x şi a_y. (fig. 1).

Punctul curent de angrenare P faţă de axa *1* se află pe cercul c, iar faţă de axa *2* pe elipsa e (proiecţia cercului c sub unghiul γ).

Privind elipsa e din direcţia axului *2*, se obţine figura 2. Se deduc din figură coordonatele punctului curent P faţă de axul condus *2*:

$$\begin{cases} y_2 = y_3 + a_y \\ x_2 = x_3 + \dfrac{a_x}{\cos\gamma}. \end{cases} \tag{1}$$

Presupunînd că axul conducător *1* se roteşte cu $\omega_1 = \text{const}$, se obţine din figura 1:

$$\begin{cases} y_3 = r \sin \omega_1 t \\ x_3 = \dfrac{r \cos \omega_1 t}{\cos\gamma}. \end{cases}$$

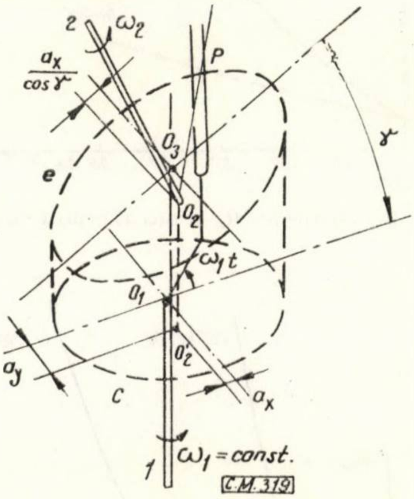


Fig. 1

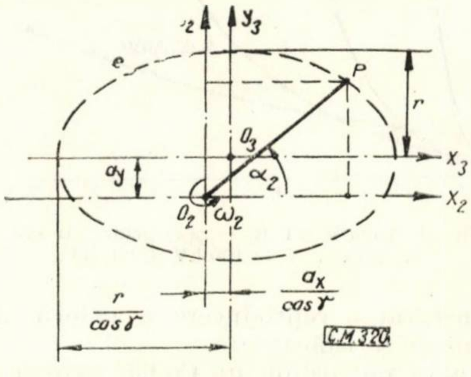


Fig. 2

În consecinţă (1) devine:

$$\begin{cases} y_2 = r \sin \omega_1 t + a_y \\ x_2 = \dfrac{r \cos \omega_1 t + a_x}{\cos\gamma}. \end{cases} \tag{2}$$

Din (2) rezultă:

$$\alpha_2 = \text{arc tg}\, \frac{y_2}{x_2} = \text{arc tg} \left[\cos\gamma\, \frac{r \sin \omega_1 t + a_y}{r \cos \omega_1 t + a_x} \right]. \tag{3}$$

Derivînd relaţia (3), se obţine ω_2:

$$\frac{\mathrm{d}\alpha_2}{\mathrm{d}t} = \omega_2 =$$

$$= \omega_1 r \cos\gamma \frac{r + a_x \cos\omega_1 t + a_y \sin\omega_1 t}{(r\cos\omega_1 t + a_x)^2 + \cos^2\gamma\,(r\sin\omega_1 t + a_y)^2}. \tag{4}$$

Notînd $\varepsilon_x = \frac{a_x}{r}$ şi $\varepsilon_y = \frac{a_x}{r}$, rezultă:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos\gamma \frac{1 + \varepsilon_x \cos\omega_1 t + \varepsilon_y \sin\omega_1 t}{(\cos\omega_1 t + \varepsilon_x)^2 + \cos^2\gamma\,(\sin\omega_1 t + \varepsilon_y)^2}. \tag{5}$$

Derivînd relaţia (5), se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \omega_1 \cos\gamma \frac{\varepsilon_x \sin\omega_1 t\,[\sin^2\gamma(1 + \cos^2\omega_1 t) + 1] + \varepsilon_y \cos\omega_1 t\,[\sin^2\gamma\cdot(1 + \sin^2\omega_1 t) - \cos^2\gamma] +}{[(\cos\omega_1 t + \varepsilon_x)^2 + \cos^2\gamma\,(\sin\omega_1 t + \varepsilon_y)^2]^2}$$

$$\frac{+ 2\sin^2\gamma\,(\varepsilon_x\varepsilon_y + \sin\omega_1 t\cos\omega_1 t) + (\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2\cos^2\gamma)\,(\varepsilon_y\cos\omega_1 t - \varepsilon_x \sin\omega_1 t)}{[(\cos\omega_1 t + \varepsilon_x)^2 + \cos^2\gamma\,(\sin\omega_1 t + \varepsilon_y)^2]^2} \tag{6}$$

Pentru unghiuri γ mici ($\cos\gamma \cong 1$, $\sin\gamma \cong \gamma$) şi dezaxări relative ε_x, ε_y mici, relaţia (4) devine cu aproximaţie:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} \cong \left(1 + \varepsilon\sin(\omega_1 t + \theta)\right)\left(\frac{\cos\gamma}{1 - \sin^2\gamma\,\sin^2\omega_1 t}\right), \tag{7}$$

unde:

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2} \quad \text{şi} \quad \mathrm{tg}\,\theta = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_y}.$$

Dezvoltînd în serie expresia din paranteza a doua şi păstrînd numai primii doi termeni [1], rezultă:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} \cong \left(1 + \varepsilon\sin(\omega_1 t + \theta)\right)\left(1 - \frac{\gamma^2}{2}\cos 2\,\omega_1 t\right). \tag{8}$$

Pentru aceleaşi condiţii de mai sus se poate scrie pentru relaţia (6), cu aproximaţie:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cong \omega_1\,(\varepsilon_x \sin\omega_1 t - \varepsilon_y \cos\omega_1 t + \gamma^2 \sin 2\,\omega_1 t)$$

sau:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cong -\omega_1\,(\varepsilon\cos(\omega_1 t + \theta) - \gamma^2 \sin 2\,\omega_1 t). \tag{9}$$

În concluzie la o viteză unghiulară $\omega_1 =$ = const, va rezulta ω_2 variabilă din cauza necoaxialităţii cuplajului. Conform relaţiei (8), pulsaţiile lui ω_2 pot fi privite orientativ ca produsul unei pulsaţii sinusoidale cu frecvenţa circulară ω_1 şi al uneia cu frecvenţă circulară $2\omega_1$, cu un defazaj θ. Pe baza relaţiei (9) se poate considera aproximativ că derivata lui ω_2 rezultă din suprapunerea cu un defazaj θ a unei pulsaţii sinusoidale cu frecvenţa circulară ω_1 şi a uneia de valoare dublă $2\omega_1$. Se mai poate observa din (8) şi (9) că pulsaţiile introduse de cuplaj în ω_2 apar mult amplificate în derivata lui ω_2 (aproximativ de ω_1 ori, care pentru turaţia $n_1 = 1\,000$ rot/min este $\omega_1 \cong 100$).

Realizînd experimental un cuplaj de felul descris, s-a înregistrat pentru ω_2 şi $\mathrm{d}\omega_2/\mathrm{d}t$ oscilograma din figura 3 ($n_1 = 750$ rot/min, $r = 100$ mm; $a_x = a_y = 6$ mm, $\gamma = 8°$) care confirmă cele deduse teoretic. Oscilaţiile parazite sînt nesinusoidale, prezentînd clar o armonică de ordinul 2.

Din cazul general prezentat mai sus rezultă cazurile particulare prezentate în continuare.

a) *Cuplaj rigid cu axele paralele deplasate*: $\varepsilon_x \neq 0$, $\varepsilon_y \neq 0$, $\gamma = 0$. Din relaţia (5) rezultă:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1 + \varepsilon\sin(\omega_1 t + \theta)}{1 + 2\varepsilon\sin(\omega_1 t + \theta) + \varepsilon^2} \tag{10}$$

ω_2 este deci pulsatoriu sinusoidal (fig. 4), valorile extreme obţinîndu-se pentru $\sin(\omega_1 t + \theta) = \pm 1$, astfel:

$$\frac{\omega_{2\,max}}{\omega_1} = \frac{1}{1 - \varepsilon}, \quad \frac{\omega_{2\,min}}{\omega_1} = \frac{1}{1 + \varepsilon}.$$

Variaţia maximă va fi deci:

$$\Delta_1 = \frac{\omega_{2\,max} - \omega_{2\,min}}{1} = \frac{2\varepsilon}{1 - \varepsilon^2}. \tag{11}$$

În cazuri normale, ε_x şi $\varepsilon_y < 0{,}15$ (corespunde de exemplu la $r = 100$ mm, a_x şi $a_y <$ < 15 mm), cînd din (6) se poate scrie cu o eroare maximă de 2%:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = -\,\omega_1 \cdot \frac{\varepsilon\cos(\omega_1 t + \theta)}{(1 + 2\,\varepsilon\sin(\omega_1 t + \theta))^2}. \tag{12}$$

Relaţia (12) reprezintă pulsaţii periodice nesinusoidale (fig. 4). Valorile extreme apar pentru $\cos(\omega_1 t + \theta) = \pm 1$, astfel:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \omega_1\,\varepsilon, \quad \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = -\,\omega_1\varepsilon.$$

Rezultă variaţia maximă:

$$\Delta_2 = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} - \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = 2\,\omega_1\varepsilon. \tag{13}$$

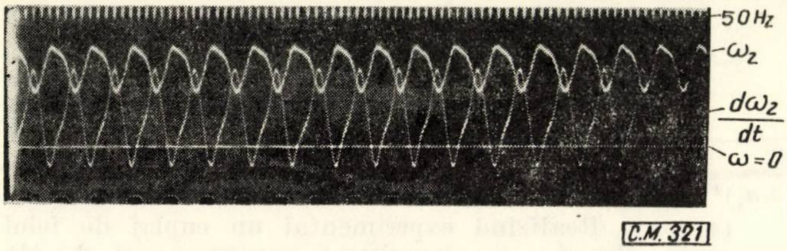


Fig. 3

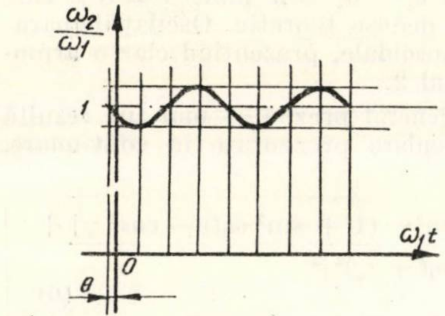


Fig. 4

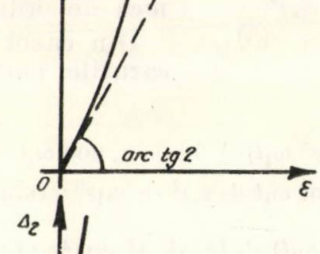
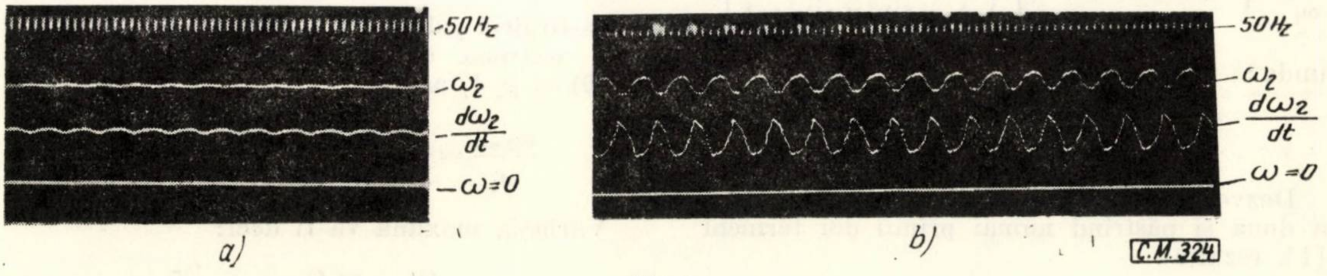


Fig. 5



a) b)

Fig. 6

Din (11) și (13) rezultă :

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1}=\frac{2\,\omega_1\,\varepsilon}{\dfrac{2\varepsilon}{1-\varepsilon^2}}=\omega_1(1-\varepsilon^2). \qquad (14)$$

De exemplu la $\varepsilon_x = \varepsilon_y = 0{,}0035$ ($r = 100$ mm și $a_x = a_y = 0{,}35$ mm) cuplarea se consideră foarte bună, cu o eroare de numai $\varepsilon=\sqrt{\varepsilon_x^2+\varepsilon_y^2}= 0{,}494\,\%$ (pentru încercări de tip se admit erori de maximum 0,5 %).

Din relațiile (11), (13) și (14) se obțin $\Delta_1 \cong 0{,}988\,\%$, $\Delta_2 \cong 98{,}8\,\%$ și $\frac{\Delta_2}{\Delta_1} \cong 100$. Rezultă deci că pulsațiile neînsemnate introduse de cuplaj în ω_2 ajung la valori foarte importante în derivata lui ω_2.

Din relațiile (11) și (13) rezultă că Δ_1 și Δ_2 depind de dezaxarea relativă globală ε (fig. 5) într-o alură practic liniară.

Realizînd experimental un cuplaj de tipul arătat, s-au înregistrat pentru ω_2 și $d\omega_2/dt$ oscilogramele din figura 6 ($n_1 = 750$ rot/min, $r = 100$ mm) pentru o cuplare foarte bună *a* ($a=0{,}06$ mm, $\varepsilon=0{,}06\,\%$) și una rea *b* ($a= 6$ mm, $\varepsilon = 6\%$).

b) *Cuplaj rigid cu axele concurente (coplanare)* : $\varepsilon_x = 0$, $\varepsilon_y = 0$, $\gamma \neq 0$.

Din relația (5) se obține (fig. 7) :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1}=\frac{\cos\gamma}{1-\sin^2\gamma\cdot\sin^2 2\,\omega_1 t}. \qquad (15)$$

Relația găsită este identică cu relația cuplajului cardanic simplu. Dezvoltînd relația (15) în serie și păstrînd numai primii doi termeni, pentru $|\gamma| < 20°$ se poate scrie [1] cu o eroare mai mică decît 0,1 % :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1}=1-\frac{\gamma^2}{2}\cos 2\,\omega_1 t. \qquad (16)$$

Relația (16) reprezintă pulsații sinusoidale cu frecvența circulară $2\omega_1$. Valorile extreme apar la $\cos 2\omega_1 t = \pm 1$; variația maximă va fi deci (fig. 8) :

$$\Delta_1=\frac{\omega_{2\,\max}-\omega_{2\,\min}}{\omega_1}=1+\frac{\gamma^2}{2}-\left(1-\frac{\gamma^2}{2}\right)=\gamma^2. \qquad (17)$$

Derivînd relația (16), rezultă (fig. 7) :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)=\omega_1\sin^2\gamma\cos\gamma\,\frac{\sin 2\,\omega_1 t}{(1-\sin^2\gamma\sin^2 2\,\omega_1 t)^2}. \qquad (18)$$

Dezvoltînd relația (18) în serie și păstrînd numai primul termen, pentru $|\gamma| < 20°$ se poate scrie [1] cu o eroare mai mică decît 0,1 % :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)=\omega_1\,\gamma^2\sin 2\,\omega_1 t. \qquad (19)$$

Variaţia maximă va fi (fig. 8):

$$\Delta_2 = \frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} - \frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = = \omega_1\gamma^2 - (-\,\omega_1\gamma^2) = 2\,\omega_1\gamma^2. \qquad (20)$$

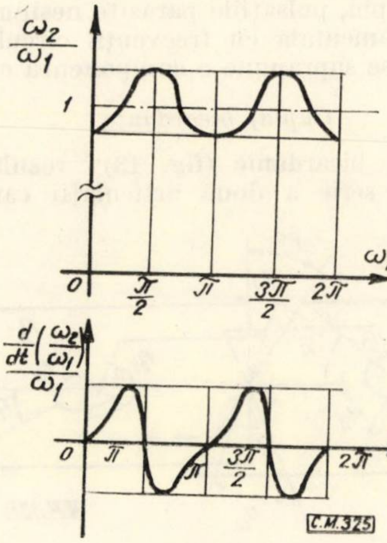


Fig. 7

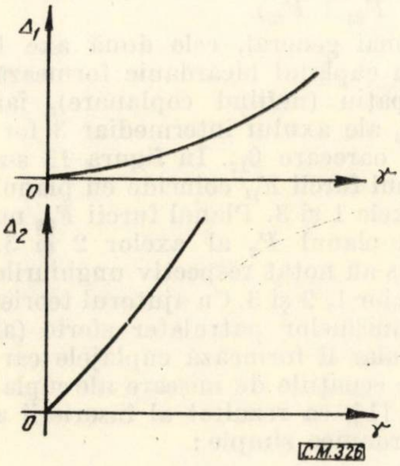


Fig. 8

Din relaţiile (17) şi (20) rezultă:

$$\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{2\omega_1\gamma^2}{\gamma^2} = 2\,\omega_1. \qquad (21)$$

Rezultă deci că amplitudinea pulsaţiilor lui ω_2 introduse de cuplaj va fi amplificată de $2\omega_1$ ori în derivata lui ω_2, ajungînd la valori foarte importante.

De exemplu pentru $\gamma = 5°$ cuplarea se consideră bună. Pentru $\omega_1 = 100$ (corespunde la $n_1 \cong 1\,000$ rot/min) din relaţiile (17), (20) şi (21) rezultă $\Delta_1 = 0{,}0076$, $\Delta_2 = 1{,}52$ şi $\Delta_2/\Delta_1 = 200$.

În figura 9 ($n_1 = 750$ rot/min, $\gamma = 8°$; vîrfurile pulsaţiilor lui ω_2 sînt retezate din cauza jocurilor dintre părţile cuplajului) s-a redat oscilograma lui ω_2 şi $d\omega_2/dt$, obţinută experimental pentru un cuplaj simplu cardanic. Se remarcă corespondenţa foarte bună între alura dedusă teoretic (fig. 7) şi cea rezultată experimental.

c) *Cuplaj rigid cu axele concurente şi deplasate în plan* $\varepsilon_x \neq 0$, $\varepsilon_y = 0$, $\gamma \neq 0$. Din relaţia (5) rezultă:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \cos\gamma\frac{1 + \varepsilon_x\cos\omega_1 t}{1 - \sin^2\gamma\sin^2\omega_1 t + 2\,\varepsilon_x\cos\omega_1 t + \varepsilon_x^2}. \qquad (22)$$

În condiţiile arătate la cazul general, din relaţia (8) rezultă relaţia aproximativă:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} \cong (1 + \varepsilon_x\cos\omega_1 t)\left(1 - \frac{\gamma^2}{2}\cos 2\,\omega_1 t\right). \qquad (23)$$

Din relaţia (23) rezultă că pulsaţiile introduse în ω_2 de către cuplaj pot fi privite orientativ ca produsul pulsaţiilor de la cazul *a* (cu defazare $\theta = 0$) cu cele de la cazul *b* (punctat în fig. 10). Conform relaţiei (23), valorile extreme apar aproximativ la $\omega_1 t = 0$ şi $\omega_1 t = \pi$, variaţia maximă fiind deci următoarea (fig. 11):

$$\Delta_1 = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} \cong (1 + \varepsilon_x)\left(1 - \frac{\gamma^2}{2}\right) - (1 - \varepsilon_x)\left(1 - \frac{\gamma^2}{2}\right) = 2\,\varepsilon_x\left(1 - \frac{\gamma^2}{2}\right). \qquad (24)$$

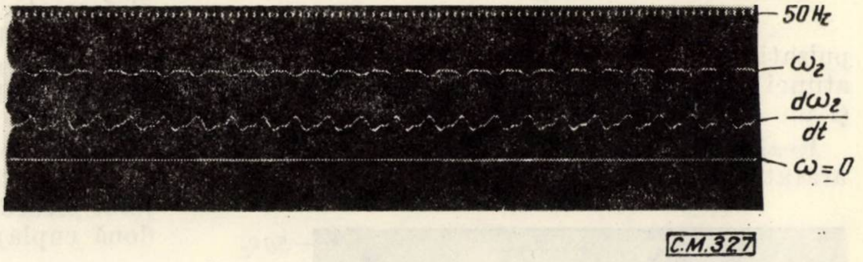


Fig. 9

Forma aproximativă a derivatei lui ω_2 rezultă din relaţia (7) pentru acest caz:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) \cong \omega_1\,(\varepsilon_x\sin\omega_1 t + \gamma^2\sin 2\,\omega_1 t).$$

Rezultă că derivata lui ω_2 pentru acest caz poate fi privită orientativ, şi aici, ca suma unei pulsaţii sinusoidale cu frecvenţa circulară ω_1 şi a uneia cu $2\omega_1$.

Pentru a putea face comparaţie cu cazul *a*, se presupune în relaţia (11) că $\varepsilon_y = 0$, adică $\varepsilon \equiv \varepsilon_x$. În cazuri normale ($\varepsilon_x \leqslant 0{,}15$) se poate scrie $1 - \varepsilon_x^2 \cong 1$; atunci cu o eroare maximă de 2% relaţia (11) devine : $\Delta_1 = 2\,\varepsilon_x$. Comparînd această relaţie cu (24), rezultă că variaţia maximă a lui ω_2 este micşorată atunci cînd pe lîngă deplasarea dintre axe mai există şi un unghi $\gamma \neq 0$ între ele. În limita aproximărilor făcute, efectul de micşorare creşte cu creşterea lui γ (fig. 11). Observaţia este valabilă şi pentru cazul cel mai general tratat la început. Forma pulsaţiilor lui ω_2 este însă mai complicată atunci cînd pe lîngă dezaxare între axe există şi un unghi $\gamma \neq 0$.

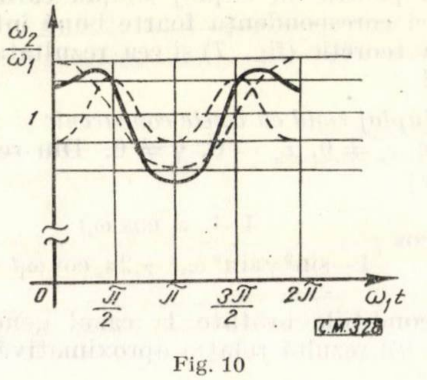


Fig. 10

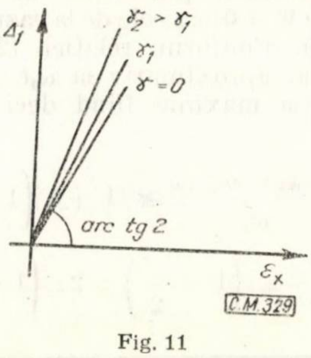


Fig. 11

Realizînd experimental un cuplaj de tipul arătat, s-a obţinut pentru ω_2 şi $d\omega_2/dt$ oscilograma din figura 12 ($n_1 = 750$ rot/min, $r = 100$ mm, $a_x = 6$ mm, $\gamma = 8°$).

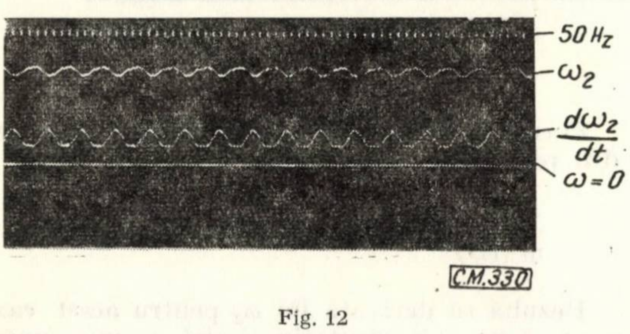


Fig. 12

În concluzie, rezultă din cele prezentate că la $\omega_1 = \text{const}$, din cauza necoaxialităţii cuplajului, în ω_2 se introduc pulsaţii periodice. Aceste pulsaţii ajung la valori intolerabil de mari în derivata lui ω_2. Gradul de neuniformitate (adică variaţia maximă) al lui ω_2 este maxim în cazul cuplajului cu axe paralele şi deplasate, fiind micşorat atunci cînd între axe există şi un unghi γ mic.

În principiu, pulsaţiile parazite nesinusoidale au o fundamentală cu frecvenţa circulară ω_1 peste care se suprapune o componentă cu $2\,\omega_1$.

Cuplaj bicardanic

Cuplajul bicardanic (fig. 13) rezultă din legarea în serie a două articulaţii cardanice simple. Prin definirea cuplajelor cardanice, furcile fiecărui cuplaj sînt perpendiculare între ele ($F_{11} \perp F_{13}$ şi $F_{23} \perp F_{22}$).

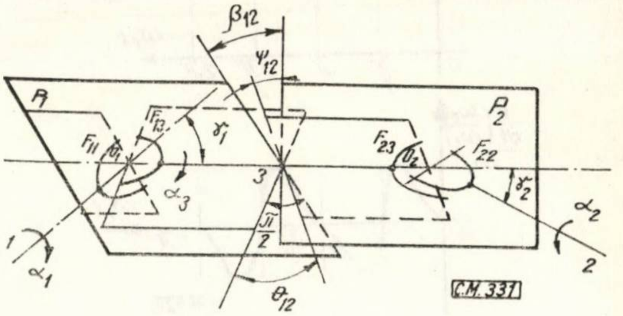


Fig. 13

În cazul cel mai general, cele două axe 1 şi 2 cuplate prin cuplajul bicardanic formează un unghi în spaţiu (nefiind coplanare), iar furcile F_{13} şi F_{23} ale axului intermediar 3 formează un unghi oarecare θ_{12}. În figura 13 s-a presupus că planul furcii F_{11} coincide cu planul P_1 format din axele 1 şi 3. Planul furcii F_{22} nu mai coincide cu planul P_2 al axelor 2 şi 3. Prin α_1, α_2 şi α_3 s-au notat respectiv unghiurile de rotaţie ale axelor 1, 2 şi 3. Cu ajutorul teoriei generale a mecanismelor patrulater sferic (al căror caz particular îl formează cuplajele cardanice) se deduc ecuaţiile de mişcare ale cuplajului bicardanic [1], ca rezultat al înserierii a două cuplaje cardanice simple :

$$\left\{\begin{aligned} &\alpha_3 = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{1}{\cos\gamma_1}\operatorname{tg}\alpha_1\right)\\ &\alpha_2 = \operatorname{arc\,tg}\left[\cos\gamma_2\cdot\operatorname{tg}\left(\alpha_3+\theta_{12}-\beta_{12}\right)\right] -\\ &-\operatorname{arc\,tg}\left[\cos\gamma_2\cdot\operatorname{tg}\left(\theta_{12}-\beta_{12}\right)\right], \end{aligned}\right. \tag{25}$$

unde s-au folosit notaţiile din figura 9.

Eliminîndu-l pe α_3 din cele două relaţii, rezultă [1] :

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\left\{\frac{\left[\operatorname{tg}\alpha_1+\cos\gamma_1\cdot\operatorname{tg}\left(\theta_{12}-\beta_{12}\right)\right]\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1-\operatorname{tg}\left(\theta_{12}-\beta_{12}\right)\operatorname{tg}\alpha_1}\right\} - \operatorname{arc\,tg}\left[\cos\gamma_2\cdot\operatorname{tg}\left(\theta_{12}-\beta_{12}\right)\right]. \tag{26}$$

Dacă axul 1 se roteşte cu o viteză unghiulară $\omega_1 = \text{const}$, în (26) se poate face substituirea

$\alpha_1 = \omega_1 t$. Viteza unghiulară a axului 2 rezultă din derivata relaţiei (26). Se poate observa că la $\omega_1 = \text{const}$ se va obţine un $\omega_2 = \mathrm{d}\alpha_2/\mathrm{d}t$ variabil în timp.

Din cazul general se pot obţine următoarele cazuri particulare [1] prezentate în continuare.

a) *Cuplaj bicardanic cu axele cuplate 1 şi 2 coplanare*: $\theta_{12} = \beta_{12} = 0$. În acest caz, furcile F_{13} şi F_{23} ale axului 3 sînt coplanare. Din (26) se va obţine:

$$\alpha_2 = \text{arc tg}(\cos\gamma \cdot \text{tg}\,\alpha_1), \qquad (27)$$

unde s-a notat $\cos\gamma = \dfrac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1}$.

Situaţia este deci identică cu un cuplaj cardanic simplu cu un unghi echivalent γ între axe.

Dacă se mai realizează $\gamma_1 = \gamma_2$, rezultă $\alpha_2 = \alpha_1$ şi $\omega_2 = \omega_1$, deci cuplajul devine sincron (este cazul cuplajelor bicardanice sincrone nedeplanate).

b) *Cuplaj bicardanic sincron cu axele cuplate 1 şi 2 necoplanare*: $\theta_{12} = \beta_{12} \neq 0$ *şi* $\gamma_1 = \gamma_2$. În această categorie sînt cuprinse acele cazuri în care axul 2 ocupă orice poziţie pe un con cu vîrful în 0_2 (fig. 13) şi cu unghiul la vîrf $2\gamma_2$, unde $\gamma_2 = \gamma_1$ [2]. Furcile F_{13} şi F_{23} ale axului intermediar 3 nu sînt coplanare în aceste cazuri. Cuplajele bicardanice în toate aceste cazuri sînt sincrone: $\alpha_2 = \alpha_1$, $\omega_2 = \omega_1$ (este cazul cuplajelor bicardanice sincrone deplanate).

c) *Cuplaj bicardanic cu furcile axului intermediar 3 coplanare*: $\theta_{12} = 0$, $\beta_{12} \neq 0$. În acest caz, axele cuplate 1 şi 2 nu sînt coplanare. Din relaţia (26) se poate observa că şi pentru acest caz la $\omega_1 = \text{const}$ ($\alpha_1 = \omega_1 t$) ar rezulta un $\omega_2 = \mathrm{d}\alpha_2/\mathrm{d}t$ variabil în timp.

Un caz particular al acestei categorii rezultă pentru $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$. Notînd cu $\text{tg}\,\alpha_1' = \text{tg}\,\alpha_1/\cos\gamma$, din (26) rezultă pentru acest caz:

$$\alpha_2 = \text{arc tg}\,[\cos\gamma\,\text{tg}\,(\alpha_1' - \beta_{12})] + \text{arc tg}\,(\cos\gamma \cdot \text{tg}\,\beta_{12}). \qquad (28)$$

Derivînd, se obţine:

$$\omega_2 = \frac{\mathrm{d}\alpha_2}{\mathrm{d}t} = \omega_1 \cdot \frac{\cos^2\gamma}{\cos^2\alpha_1'} \cdot \frac{1 + \text{tg}^2\,\beta_{12}}{(\cos\gamma + \text{tg}\,\alpha_1' \cdot \text{tg}\,\beta_{12})^2 + (\text{tg}\,\alpha_1' - \cos\gamma\,\text{tg}\,\beta_{12})^2 \cdot \cos^2\gamma}. \qquad (29)$$

Se observă deci din relaţia (29) că la $\omega_1 = \text{const}$ (cînd $\alpha_1 = \omega_1 t$) va rezulta un ω_2 variabil.

Experimental s-a obţinut oscilograma din figura 14 pentru ω_2 şi $\dfrac{\mathrm{d}\omega_2}{\mathrm{d}t}$ în cazul unui cuplaj bicardanic cu furcile axului intermediar coplanare.

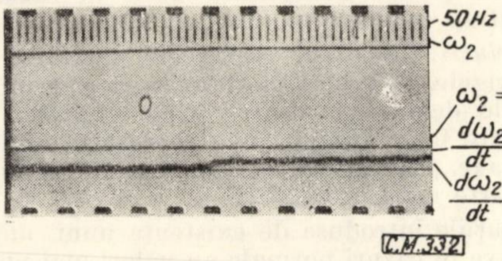


Fig. 14

Cuplaj policardanic

Aceste cuplaje rezultă prin legarea în serie a *n* articulaţii cardanice. Legea de mişcare pentru astfel de cuplaje se deduce cu teoria generală a mecanismului patrulater sferic [1], în mod asemănător cu cuplajele bicardanice. Rezultă că la $\omega_1 = \text{const}$ se va obţine un ω_2 variabil, cu pulsaţii de o formă complicată.

Se pot realiza şi la aceste cuplaje cazuri de sincronism, cînd $\omega_1 = \omega_2$.

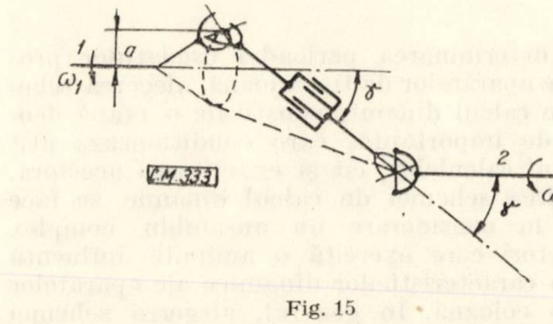


Fig. 15

În cele prezentate s-au considerat cazuri idealizate şi izolate ale cuplărilor. În practică intervin şi alţi factori, cum ar fi momentele de inerţie, elasticitatea unor elemente ale cuplajului etc. Forma pulsaţiilor introduse în ω_2 şi în $\mathrm{d}\omega_2/\mathrm{d}t$ de către cuplaje se mai complică cînd $\omega_1 \neq \text{const}$. De multe ori apar unele combinaţii ale cazurilor tratate mai sus. Astfel se poate întîmpla ca unul dintre axele cuplate printr-un cuplaj bicardanic să fie strîmb (excentric). În acest caz, în ω_2 se vor introduce pulsaţii care rezultă din combinarea celor de la cuplaje cu axe ce nu se întretaie în spaţiu şi a celor de la cuplaje bicardanice. Dacă axele de rotaţie ale părţilor cuplate sînt astfel aşezate încît, făcînd abstracţie de excentricitatea amintită, cuplajul bicardanic ar fi sincron faţă de ele (fig. 15), cazul va fi echivalent cu un cuplaj cu axele paralele şi deplasate la distanţa *a*. Pentru aceasta va trebui însă ca axul intermediar 3 să aibă lungime variabilă. În caz contrar, lungimea variabilă s-ar realiza pe seama deformaţiilor elastice ale părţilor cuplajului, care introduc noi pulsaţii parazite în ω_2.

Rezultă că în realitate, forma pulsaţiilor introduse în ω_2 şi în $d\omega_2/dt$ de către cuplaje poate fi şi mai complicată decît în cazurile prezentate mai sus.

Concluzii. În cazul cuplajelor mecanice cu părţi rigide, cele mai mari pulsaţii sînt introduse de deplasarea dintre axele cuplate. La o cuplare foarte bună, cu o deplasare minimă dintre axe, pulsaţiile introduse în ω_2 sînt minime dar foarte mari în $d\omega_2/dt$.

Pulsaţiile introduse de existenţa unui unghi între axe în cazuri normale au valori mai puţin importante.

Cuplajele bicardanice elimină pulsaţiile provenite din existenţa deplasărilor dintre axele cuplate. Chiar dacă practic nu se poate realiza niciodată o cuplare în regim de cuplaj bicardanic sincron, intervin numai pulsaţiile introduse de unghiul dintre axe, deci perturbaţii de mărimi reduse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Pampel, W.* Cuplaje, vol. I. partea I. Bucureşti, I.D.T., 1960.

CZ 66.048.37.001.24

Alegerea schemelor de calcul în cazul aparatelor de tip coloană

Dr. ing. Alecsandru PAVEL – Institutul de petrol, gaze şi geologie – Bucureşti

La determinarea perioadei oscilaţiilor proprii ale aparatelor de tip coloană, alegerea schemei de calcul dinamic constituie o etapă deosebit de importantă, care condiţionează atît volumul calculelor, cît şi exactitatea acestora. Stabilirea schemei de calcul dinamic se face luînd în considerare un ansamblu complex de factori care exercită o anumită influenţă asupra caracteristicilor dinamice ale aparatelor de tip coloană. În general, alegerea schemei de calcul dinamic, în cazul aparatelor de tip coloană se reduce la soluţionarea următoarelor două probleme:

— stabilirea şi evaluarea factorilor celor mai importanţi care condiţionează deplasările lor în planul oscilaţiilor;

— alegerea unei astfel de distribuţii (la diferite niveluri) a masei lor, care să permită obţinerea unui sistem dinamic echivalent clar, uşurînd şi asigurînd în acelaşi timp o determinare, îndeajuns de exactă, a perioadelor şi formelor oscilaţiilor lor proprii.

Independent de acestea, pentru a simplifica calculele, schema de calcul dinamic a aparatelor de tip coloană trebuie să fie cît mai simplă, însă, totodată, ea trebuie să exprime corect şi fidel particularităţile dinamice fundamentale ale aparatelor respective.

Pentru a stabili *care sînt factorii cei mai importanţi care condiţionează deplasările aparatelor de tip coloană* în planul oscilaţiilor lor proprii, la partea lor superioară se consideră că acţionează — static — (pe direcţia de oscilaţie) o forţă unitară $P=1$ (fig. 1).

Deplasarea totală Δ a vîrfului aparatului de tip coloană, provocată de acţiunea statică a forţei $P = 1$, va fi:

$$\Delta = \delta_l + \delta_i + \delta_x + \delta_\varphi = \frac{k_1 H}{AG} + \frac{H^3}{3\,EI} + \frac{1}{K_x} + \frac{H^2}{K_\varphi}, \ \text{cm/kg} \qquad (1)$$

unde:

$\delta_l = \dfrac{k_1 H}{AG}$ reprezintă deplasarea vîrfului aparatului de tip coloană datorită deformaţiilor sale de lunecare, cm/kgf;

$\delta_i^* = \dfrac{H^3}{3EI}$ — deplasarea vîrfului aparatului de tip coloană produsă de solicitarea de încovoiere, cm/kgf;

$\delta_x = \dfrac{1}{K_x}$ — deplasarea vîrfului aparatului de tip coloană datorită lunecării fundaţiei sale pe terenul de fundaţie, cm/kgf;

$\delta_\varphi = \dfrac{H^2}{K_\varphi}$ — deplasarea vîrfului aparatului de tip coloană datorită rotirii ansamblului aparat-bloc de fundaţie în raport cu o axă trecînd prin centrul de greutate al tălpii fundaţiei şi fiind perpendiculară pe planul oscilaţiilor (axa oy în fig. 1), cm/kgf;

---

* Corespunde încastrării rigide la bază a ansamblului aparat de tip coloană – bloc de fundaţie.

H — înălţimea ansamblului aparat de tip coloană — bloc de fundaţie (fig. 1) (înălţimea aparatului, măsurată de la nivelul terenului de fundaţie), cm;

A şi I — aria (în cm^2) şi momentul de inerţie (în cm^4) ale secţiunii transversale a aparatului de tip coloană;

E şi G — modulele de elasticitate longitudinal şi, respectiv, transversal ale materialului din care este confecţionat aparatul de tip coloană, kgf/cm^2;

k_1 — coeficientul de formă al secţiunii transversale a aparatului de tip coloană;

K_x — rigiditatea terenului de fundaţie la lunecare, kgf/cm;

K_φ — rigiditatea terenului de fundaţie la rotire (se mai numeşte rigiditate unghiulară a terenului de fundaţie), kgf.cm.

Coeficientul de formă k_1 al secţiunii transversale a aparatului de tip coloană se calculează cu formula cunoscută din rezistenţa materialelor [1]:

$$k_1 = \frac{A}{I^2}\int_0^x \frac{S^2(x)}{b(x)}\,\mathrm{d}x. \qquad (2)$$

Rigiditatea K_x este determinată de rezistenţa terenului de fundaţie, atît sub talpa fundaţiei ($C_x\ A_f$), cît şi pe feţele laterale ale fundaţiei (pe care se produce frecarea — $C_x A_{fd}$ şi compresiunea pămîntului — $C_z\ A_{fc}$) şi se calculează cu formula [2]; [3]; [10—12]:

$$K_x = C_x A_f + C_x A_{fd} + C_z A_{fc},\ \text{kgf/cm} \qquad (3)$$

în care:

C_x este coeficientul de lunecare elastică uniformă, kgf/cm^3;

C_z — coeficientul de compresiune elastică uniformă, kgf/cm^3;

A_f — aria tălpii fundaţiei, cm^2;

A_{fd} — aria suprafeţelor laterale ale fundaţiei după care se produce frecarea în timpul deplasării pe direcţia oscilaţiilor, cm^2;

A_{fc} — aria suprafeţei laterale a fundaţiei după care se produce comprimarea elastică uniformă în timpul deplasării pe direcţia oscilaţiilor, cm^2.

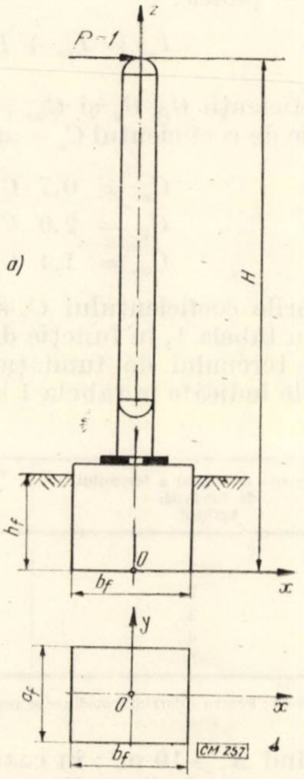


Fig. 1

Rigiditatea K_φ se exprimă prin formula [2]; [3]; [10—12]:

$$K_\varphi = C_\varphi\ I_f + C_x\ A_{fr}\ l^2_{fr} + C_{\varphi x}\ I_{fr}\ ,\ \text{kgf.cm} \qquad (4)$$

în care:

C_φ este coeficientul de compresiune elastică neuniformă, kgf/cm^3;

$C_{\varphi x}$ — coeficientul de lunecare elastică neuniformă, kgf/cm^3;

A_{fr} — aria suprafeţelor laterale ale fundaţiei după care se produce lunecarea uniformă în timpul rotirii ansamblului aparat de tip coloană — bloc de fundaţie, cm^2;

I_f — momentul de inerţie al suprafeţei tălpii fundaţiei în raport cu axa de rotaţie, cm^4;

l_{fr} — distanţa pînă la axa de rotaţie a suprafeţelor după care se produce lunecarea uniformă în timpul rotirii ansamblului aparat de tip coloană — bloc de fundaţie, cm;

I_{fr} — momentul de inerţie polar al suprafeţelor fundaţiei după care se produce lunecarea neuniformă, cm^4; după cum se ştie, momentul de inerţie polar I_{pa} al unei suprafeţe în raport cu un punct oarecare a este egal cu suma momentelor de inerţie axiale (ecuatoriale) în raport cu axele (x_1 şi y_1) perpendiculare între ele, care trec prin acest punct:

$$I_{pa} = I_{xa} + I_{ya}$$

Coeficienţii C_x, C_φ şi $C_{\varphi x}$ pot fi calculaţi — în funcţie de coeficientul C_z — astfel [3]; [5]; [12]:

$$\begin{aligned} C_x &= 0{,}7\ C_z \\ C_\varphi &= 2{,}0\ C_z \\ C_{\varphi x} &= 1{,}4\ C_z \end{aligned} \tag{5}$$

Valorile coeficientului C_z sînt date [3]; [5]; [12] în tabela 1, în funcţie de rezistenţa de calcul a terenului de fundaţie. De remarcat că valorile indicate în tabela 1 se referă la fundaţiile avînd $A_f \geqslant 10$ m^2; în cazul fundaţiilor avînd $A_f < 10$ m^2 valorile indicate în tabela 1 *se vor majora* (datorită creşterii influenţei efectului de contur) de $\sqrt{\frac{10}{A_f}}$ ori, unde A_f se va exprima în m^2.

Tabela 1

Rezistenţa de calcul a terenului de fundaţie, kgf/cm^2	Coeficientul de compresiune elastică uniformă C_z, kgf/cm^3
1	2
2	4
3	5
4	6
5	7

Notă: Pentru valori intermediare se poate interpola liniar.

Ţinînd seamă de formulele (5) şi calculînd rigidităţile K_x şi K_φ (deplasarea pe direcţia oscilaţiilor coincide cu direcţia axei ox, iar rotirea se face în jurul axei oy) se obţine, (fig. 1, b):

$$K_x = 0{,}7\ C_z a_f b_f + 0{,}7\ C_z 2 h_f b_f + C_z h_f a_f =$$

$$= C_z\,(0{,}7\ a_f b_f + 1{,}4\ h_f b_f + h_f a_f)\ ,\ \text{kgf/cm}$$

$$K_\varphi = 2\ C_z \frac{a_f b_f^3}{12} + 0{,}7\ C_z 2 h_f a_f \left(\frac{b_f}{2}\right)^2 +$$

$$+ 1{,}4\ C_z 2 \left[\frac{h_f\, a_f^3}{12} + \frac{a_f\, h_f^3}{12} - a_f h_f \left(\frac{h_f}{2}\right)^2\right] =$$

$$= C_z\left(\frac{a_f\, b_f^3}{6} + 0{,}35\ h_f a_f b_f^2 + 0{,}233\ h_f a_f^3 + \right.$$

$$\left. + 0{,}933\ a_f h_f^3\right),\ \text{kgf.cm.}$$

După cum se observă, dacă adîncimea h_f a fundaţiei (dreptunghiulare) este mult mai mică decît dimensiunile ei în plan a_f şi b_f (cazuri frecvente în construcţia de aparate de tip coloană), termenii al doilea şi al treilea din formulele (3) şi (4) se pot neglija, fără a se comite o eroare prea mare. În acest caz, rigiditatea terenului de fundaţie poate fi exprimată prin următoarele formule aproximative [4]; [5]; [12]:

$$K_x = C_x A_f = 0{,}7\ C_z A_f\ ; \tag{6}$$

$$K_\varphi = C_\varphi I_f = 2{,}0\ C_z I_f\,. \tag{7}$$

De remarcat că deplasarea totală Δ a vîrfului aparatului de tip coloană este maximă atunci cînd K_φ are o valoare minimă (formula 1); în consecinţă, în calculele practice se recomandă drept axă de rotaţie a ansamblului aparat de tip coloană — bloc de fundaţie să fie admisă axa după care I_f are o valoare minimă (în cazul fig. 1, b — axa ox).

Dacă:

$$\Delta_1 = \underbrace{\frac{k_1 H}{AG} + \frac{H^3}{3EI}}_{\text{deplasările ansamblului aparat de tip coloană — bloc de fundaţie}} \ll \Delta_2 = \underbrace{\frac{1}{K_x} + \frac{H^2}{K_\varphi}}_{\text{deplasările terenului de fundaţie}}\ , \tag{8}$$

atunci în calculele practice de determinare a perioadelor oscilaţiilor proprii, deplasările corespunzătoare deformaţiilor sistemului pot fi neglijate faţă de cele corespunzătoare deformaţiilor terenului de fundaţie. Este cazul aparatelor de tip coloană de înălţime mică şi diametru mare, al rezervoarelor cilindrice verticale şi al unor construcţii masive de tipul postamentelor pentru pompe, compresoare etc. Pe timpul oscilaţiilor proprii (libere) astfel de construcţii se comportă ca un corp rigid şi de acest lucru va trebui să se ţină seamă la alegerea schemei de calcul dinamic. Deplasările tuturor punctelor utilajelor şi construcţiilor de acest tip, pe timpul oscilaţiilor libere, pot fi definite printr-un singur parametru, cum ar fi, de exemplu, unghiul de rotire în jurul axei orizontale care trece prin centrul instantaneu de rotaţie (centrul oscilaţiilor), situat dedesubtul sau deasupra tălpii fundaţiei [5].

Dacă:

$$\Delta_2 = \frac{1}{K_x} + \frac{H^2}{K_\varphi} \ll \Delta_1 = \frac{k_1 H}{AG} + \frac{H^3}{3\,EI}\ , \tag{9}$$

atunci, în schema de calcul dinamic, deplasările corespunzătoare deformaţiilor terenului de fundaţie pot fi neglijate faţă de cele corespunzătoare deformaţiilor sistemului considerat. Este cazul a numeroase tipuri de utilaje şi construcţii înalte şi flexibile.

Construcții flexibile sînt acelea a căror înălțime este mult mai mare decît dimensiunile lor în plan. Cîteva exemple: marea majoritate a aparatelor de tip coloană, turnurile, coșurile de fum, pilonii, antenele, unele castele de apă etc.

Sub acțiunea forțelor orizontale, aparatele de tip coloană lucrează, în general, la încovoiere, ca niște console și, în consecință, oscilațiile lor sînt condiționate în primul rînd de rigiditatea lor la încovoiere *EI*. Soluțiile constructive ale acestor aparate sînt — în majoritatea cazurilor — astfel alese încît nu pot fi neglijate deplasările corespunzătoare deformațiilor terenului de fundație, acestea din urmă avînd de multe ori o influență considerabilă asupra rigidității lor. Trebuie remarcat că perioadele oscilațiilor proprii, calculate ținînd seama numai de deplasările din încovoiere, sînt mai mici decît atunci cînd se ține seamă și de deplasările terenului de fundație. Așa cum a rezultat din cercetările efectuate asupra coșurilor de fum (din zidărie de cărămidă și din beton armat) de către Sudnițîn [6], atunci cînd se iau în considerare și deplasările terenului de fundație perioadele oscilațiilor proprii se măresc în medie cu 10 pînă la 20% în raport cu dimensiunile fundației și cu compactitatea terenului de fundație.

Deplasările datorite lui δ_i (formula 1), ale aparatelor de tip coloană, au o influență neglijabilă asupra rigidității lor și în calculele de proiectare ele pot fi neglijate. Spre exemplu, dacă înălțimea acestor aparate depășește de 5—6 ori dimensiunile lor în plan, eroarea la determinarea perioadelor oscilațiilor proprii, provenită din neglijarea deplasărilor din δ_i, este de aproximativ 2% pentru modul fundamental de oscilație, 10% pentru modul doi de oscilație (armonica de ordinul doi) și 15—18% pentru modul trei de oscilație (armonica de ordinul trei) [6], [7]. În cazul aparatelor de tip coloană mai înalte, evident, eroarea este și mai mică. În schimb, în cazul aparatelor de tip coloană nu prea înalte (cu înălțimea mai puțin de 5 ori dimensiunile lor în plan) rolul deplasărilor din δ_i crește, și ele nu trebuie ignorate în calculele de determinare a deplasărilor totale, întrucît aceasta poate conduce la erori grosolane.

Rezultă deci că factorii principali care condiționează oscilațiile libere ale aparatelor de tip coloană avînd o înălțime care depășește de 5—6 ori dimensiunile lor în plan sînt: deplasările de încovoiere δ_i și deplasările terenului de fundație δ_x și δ_φ (formula 1).

În majoritatea cazurilor practice aparatele de tip coloană se caracterizează printr-o încărcare distribuită mai mult sau mai puțin uniform pe înălțime, provenită din greutatea (masa) proprie și din greutatea (masa) mediului (mediilor) tehnologic (e). Avînd în vedere acest lucru, n unele cazuri drept schemă de calcul dinamic poate fi admisă, desigur, consola* cu masa (greutatea) uniform distribuită. Întrucît însă, în practică, se întîlnește o mare varietate a modurilor de distribuție a rigidităților (*EI*) și a maselor pe înălțimea aparatelor de tip coloană, pînă în momentul de față nu se dispune încă de formule unice și totodată îndeajuns de exacte pentru determinarea perioadelor oscilațiilor proprii ale acestor aparate. În consecință, pentru determinarea perioadelor oscilațiilor proprii ale aparatelor de tip coloană se face apel la metodele generale (exacte sau aproximative) ale dinamicii [7—9]; [13]; [14]. Procedeul practic general constă în trecerea de la forma reală a aparatului, la *sisteme elastice echivalente* cu mase concentrate. Punctele în care este indicat să fie aplicate masele concentrate sînt punctele de aplicație ale încărcărilor concentrate, centrele de greutate (de masă) ale tronsoanelor (în cazul divizării aparatului de tip coloană în tronsoane), punctele corespunzătoare variației de secțiune (în cazul cînd această variație este în trepte), variației de rigiditate *EI* etc. (fig. 2: *a*-aparat de tip coloană cu $EI \neq$ const. pe înălțime; *b*-aparat de tip coloană cu $EI =$ const. pe înălțime).

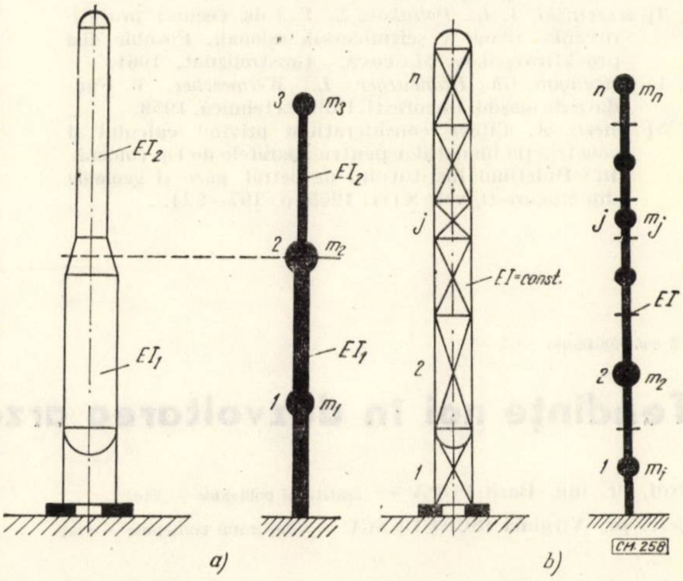


Fig. 2

Se recomandă ca, pentru aparatele de tip coloană a căror secțiune și masă (greutate) variază sensibil în raport cu înălțimea, precum și pentru determinarea perioadei oscilațiilor proprii corespunzătoare modurilor de oscilație superioare celui fundamental, indiferent de modul de distribuție al rigidităților (*EI*) și al maselor, să fie adoptate scheme de calcul dinamic cu cel puțin trei mase concentrate. De observat că schema de calcul cu trei mase concentrate (fig. 2, *a*) asigură obținerea unor valori ale perioadei oscilațiilor proprii fundamentale destul de apropiate de cele reale.

---

* Incastrată rigid sau elastic la bază.

Pentru aparatele de tip coloană a căror secțiune și masă (greutate) variază puțin cu înălțimea, se recomandă adoptarea schemei de calcul dinamic sub forma consolei cu masa uniform distribuită. Nu se recomandă folosirea acestei scheme pentru calculul perioadelor oscilațiilor libere corespunzătoare modurilor de oscilație superioare celui fundamental.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Beleaev, N. M.* Rezistența materialelor. Vol. I, București, Editura tehnică, 1956, p. 518.

[2] *Terzaghi, K., Peck, R. B.* Soil Mechanics in Engineering Practice. New York, John Wiley, 1948 ; Die Bodenmechanik in der Baupraxis, Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer, 1961.

[3] *Korcinski, I. L., Poliakov, S. V.* i dr. Osnovî proektirovania zdanii v seismiceskih raionah. Posobie dlia proektirovșcikov. Moscova, Gosstroiizdat, 1961.

[4] *Buzdugan, Gh., Hamburger, L., Wermescher, V.* Fundații de mașini. București, Editura tehnică, 1958.

[5] *Pavel, A.* Cîteva considerațiuni privind calculul și construcția fundațiilor pentru aparatele de tip coloană. In : Buletinul Institutului de petrol, gaze și geologie din București, vol. XIII, 1965, p. 197–224.

[6] *Šudnițîn, A. I.* Kolebaniia sterjnei peremennogo šeceniia s uciotom deformații sdviga i uprugoi podatliosti oporî. Diss., Moscova, 1955.

[7] *Timoshenko, S.* Théorie des vibrations à l'usage des ingénieurs. Paris-Liège, Librairie Polytechnique Ch. Béranger, 1947.

[8] *Den Hartog, J. P.* Mechanical Vibrations. New York-Toronto-London, Mc Graw-Hill Book Comp., Inc., 1956.

[9] *Hamburger, L., Buzdugan, Gh.* Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. București. Editura tehnică, 1958.

[10] *Rozza, C.* Calcul pratique des fondations. Paris, Dunod, 1963.

[11] *Tomlinson, M. J.* Foundation design and construction. London, Isaac Pitman, 1963.

[12] *Savinov, O. A.* Sovremennîe konstrukții fundamentov pod mașinî i ih rascet. Leningrad-Moscova, Stroiizdat, 1964.

[13] *Pavel, A.* Calculul perioadei oscilațiilor proprii ale aparatelor de tip coloană. In : Construcția de mașini vol. 18, 1966, nr. 9, p. 510–515.

[14] *Pavel, A.* Über die Berechnung der Eigenschwingungsperiode von Kolonnenapparaten. Symposium ,,Konstruktive Fortschritte im Chemischen Apparatewessen'', 24–26 Sept., 1964, Magdeburg, D.D.R ; lucrarea a fost publicată în ,,Fortschritte im Kolonnenbau'', Technische Hochschule Otto von Guericke Magdeburg, 1968, p. 203–214.

CZ 666.933.42(09)

Tendințe noi în dezvoltarea arzătoarelor

Prof. dr. ing. Bazil POPA — Institutul politehnic – Cluj
Cerc. pr. Virginia ISCRULESCU — Institutul politehnic – Cluj

Problema arderii complete a combustibililor în general, a combustibililor lichizi și solizi în special, în condițiile admisiei unei cantități minime de aer cît mai apropiată de cea stoechiometric necesară, constituie preocuparea constantă a numeroși cercetători. De aici și numărul relativ mare și în continuă creștere de agregate și instalații descrise în literatura de specialitate, care încearcă să rezolve, într-un fel sau altul, această problemă.

Între acestea rețin atenția instalațiile ce permit desfășurarea proceselor de ardere în cîmp ultrasonor.

Orientarea cercetătorilor către acest tip de instalații de ardere are loc în urma semnalării, în 1949, de către colectivul condus de Loshack [1], a intensificării arderii și măririi stabilității flăcării de propan-aer. Cîțiva ani mai tîrziu, Greguss [2] comunică obținerea acelorași rezultate și în cazul arderii în cîmp ultrasonor a combustibililor lichizi.

Următorii ani aduc o diversificare continuă a tipurilor de instalații ce permit arderea combustibililor în cîmp ultrasonor, atît din punct de vedere constructiv (admisie combustibil, aer, modalitate de producere a vibrațiilor ultrasonore), cît și a parametrilor la care funcționează aceste instalații, limitele de debit experimentate pînă în prezent pentru combustibilii lichizi variind, de exemplu, de la 0,038 la 5 000 l/h [3], [4].

Astfel, la arzătoarele cu ultrasunete pentru combustibil lichid cu debite mici, cuprinse în general între 0,038 și 2,5 l/h [3], [5], [6], [7] se utilizează generatoare ultrasonore de tip piezoelectric sau magnetostrictiv.

Figurile 1 și 2 prezintă principial două variante constructive a acestor tipuri de arzătoare. Producerea vibrației ultrasonore se realizează cu ajutorul unui cristal piezoelectric de titanat de plumb-zirconiu-taliu, sau titanat de plumb-zirconiu. Transmiterea energiei ultrasonore se face prin intermediul barelor de aluminiu profilate astfel ca, în același timp, acestea să joace și rolul de concentrator al energiei ultrasonore folosite.

Aerul se poate admite axial, ca în figura 1, sau axial şi tangenţial, ca în figura 2.

Frecvenţa de lucru a generatorului ultrasonor este cuprinsă între 50 şi 60 kHz, la puterea maximă de 6 W. Fineţea de pulverizare depinde de puterea acustică admisă, valoarea diametrului mediu al picăturilor variind între 35 şi 150 μm. Gazele de ardere conţin 13% CO_2 şi o concentraţie a negrului de fum cuprinsă între 0 şi 1 gradaţii pe scara Bacharah. Lungimea flăcării este sub 20 cm.

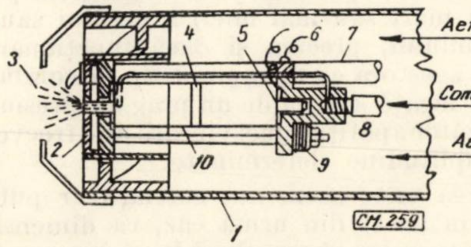


Fig. 1. Arzător cu ultrasunete cu cristal piezoelectric: *1* – corpul arzătorului; *2* – ecran de protecţie; *3* – jet de combustibil; *4* – cristal piezoelectric; *5* – izolaţie electrică; *6* – cablu electric; *7* – electrod de aprindere; *8* – introducerea combustibilului; *9* – disc elastic; *10* – disc termoizolator din oţel refractar.

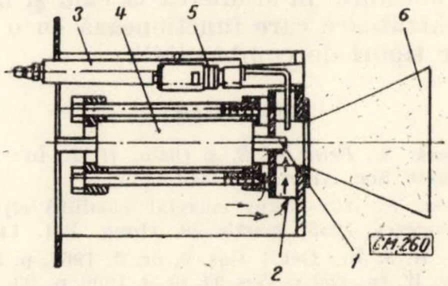


Fig. 2. Arzător cu ultrasunete cu cristal piezoelectric: *1, 2* – orificii axiale respectiv tangenţiale pentru introducerea aerului; *3* – electrod pentru aprindere; *4* – vibrator; *5* – indicator pentru existenţa flăcării; *6* – zona de ardere.

Arderea debitelor mari de combustibil lichid în cîmp ultrasonor se realizează în prezent în instalaţii în care producerea vibraţiilor ultrasonore este determinată de mişcarea fluidelor înseşi care participă la procesul de ardere (fig. 3–8) [4], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14].

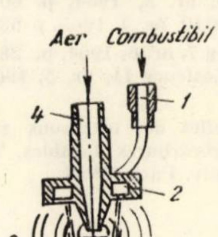


Fig. 3. Arzător cu ultrasunete cu cavitate de rezonanţă: *1* – conductă pentru combustibil lichid; *2* – cameră circulară; *3* – cavitate de rezonanţă; *4* – conductă pentru aer.

Astfel, figurile 3–7 prezintă cinci variante constructive ale unor arzătoare la care vibraţia ultrasonoră este produsă prin lovirea unui jet de fluid de o cavitate de rezonanţă, de dimensiuni convenabil alese, iar figura 8, un arzător la care producerea de vibraţii ultrasonore se datoreşte umplerii periodice a cavităţii rezonatorului *13* cu aer.

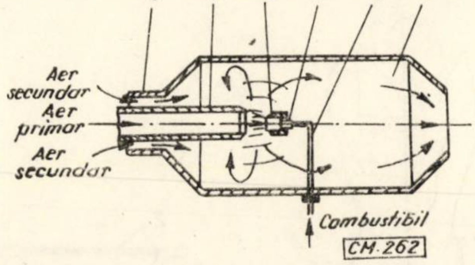


Fig. 4. Arzător cu ultrasunete cu cavitate de rezonanţă: *1* – conductă pentru aer primar; *2* – rezonator; *3* – duză pentru combustibil; *4* – conductă pentru combustibil; *5* – cameră de ardere; *6* – admisia aerului secundar.

Gama de frecvenţă a acestor tipuri de generatoare ultrasonore variază între 5 şi 30 kHz. Admisia combustibilului în zona de vibraţie se poate realiza prin căderea liberă (fig. 3) sau sub presiune (fig. 4, 8). Debitul de combustibil lichid: 6–5 000 l/h pentru arzătoarele din figurile 3–7 şi 200–3 500 l/h pentru arzătoarele din figura 8. Ordinul de mărime al diametrului mediu al picăturilor: 70 microni.

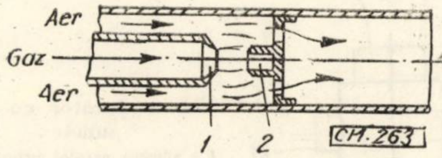


Fig. 5. Arzător cu ultrasunete cu cavitate de rezonanţă: *1* – conducta pentru combustibil; *2* – cavitatea de rezonanţă.

Unghiul de evazare a flăcării poate fi reglat între 60 şi 120°. Se semnalează, în toate cazurile, intensificarea procesului de ardere, scurtarea flăcării faţă de flacăra aceluiaşi debit de combustibil care arde în absenţa vibraţiilor ultrasonore, precum şi intensificarea transferului de căldură mediului înconjurător, cu ridicarea randamentului termic al cuptorului.

Economicitatea şi perspectivele de aplicare în practică a acestor tipuri de arzătoare este determinată de modul în care se realizează, din punct de vedere constructiv, cîmpul ultrasonor necesar intensificării unui proces de ardere dat. În actuala etapă de dezvoltare a generatoarelor ultrasonore, costul energiei ultrasonore obţinută prin procedee electrice sau magnetostrictive poate depăşi valoarea economiilor realizate prin intensificarea arderii. În schimb, la arzătoarele ce funcţionează cu debite relativ mari, la care energia necesară este produsă de însăşi mişcarea fluidelor utilizate pentru ardere, această balanţă economică este mult mai avantajoasă.

Cea mai bună dovadă a acestui fapt o constituie existenţa, la ora actuală în exploatare, a unor arzătoare care, deşi nu sînt considerate

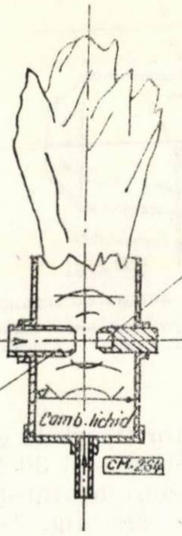


Fig. 6. Arzător cu ultrasunete cu cavitate de rezonanţă :

1 – admisia aerului; 2 – cavitatea de rezonanţă.

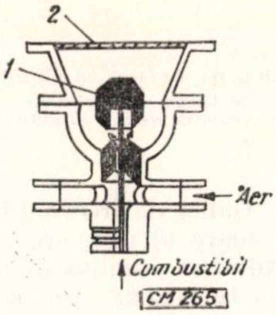


Fig. 7. Arzător cu ultrasunete cu cavitate de rezonanţă :

1 – cavitate de rezonanţă; 2 – sită de protecţie.

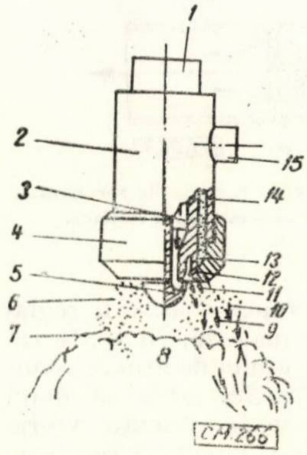


Fig. 8. Arzător cu ultrasunete :

1 – admisia aerului primar; 2 – corp; 3 – conductă pentru aer; 4 – duză terminală; 5 – reflector; 6 – unde de presiune; 7 – frontul flăcării; 8 – flacără; 9 – zona de amestec; 10 – aer secundar; 11 – zona de pulverizare; 12 – pelicula de combustibil lichid; 13 – rezonator; 14 – vîna de combustibil lichid; 15 – admisia combustibilului lichid.

ca arzătoare cu ultrasunete, realizează de fapt o ardere în cîmp ultrasonor. Este vorba, în primul rînd, de arzătoarele cu cameră de turbionare (cărora încă în 1954 Greguss le pune în evidenţă capacitatea de generare a vibraţiilor ultrasonore, a căror frecvenţă depinde de presiunea combustibilului admis) şi de aşa-numitele arzătoare toroidale. Experimente ulterioare urmează să precizeze măsura în care aceste vibraţii apar şi la alte tipuri de arzătoare ce funcţionează prin admisie (la presiuni mai mari sau mai mici) a aerului sau a combustibilului, precum şi dacă funcţionarea corectă a acestora cu un anumit tip de combustibil este legată sau nu de un prag de presiune corespunzător apariţiei unei vibraţii de o frecvenţă şi amplitudine determinate.

Stabilirea unor asemenea corelaţii ar putea permite, în acest din urmă caz, ca dimensionarea arzătoarelor să se reducă la găsirea modalităţii de realizare a acelor parametri pentru care, printr-un procedeu hidromecanic oarecare, se produc acele vibraţii ultrasonore, care, alături de energia termică iniţial admisă prin actul aprinderii, realizează „sfărîmarea" primară cea mai avantajoasă a moleculei de combustibil utilizat. În acelaşi timp, acest nou punct de plecare în studierea arzătoarelor ar putea constitui puntea de legătură, necesară şi inexistentă pînă acum, de corelare a rezultatelor obţinute în studierea la cald şi la rece a unor arzătoare care funcţionează cu o gamă largă de tipuri de combustibili.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Loshack, S., Fein, R. S.* şi *Olsen, H. L.* În : Journal Acoust. Soc. Amer., 21, 605 (1949).
[2] *Greguss, P.* Akusztikus energiát elöallitó eljárás és berendezés, 1955, martie 29, Hung. Pat. 144, 122.
[3] *Lang, R. J.* În : Oel + Gas, 9, nr. 3, 1964, p. 52–58.
[4] *Maier, W.* În : Oel + Gas, 11, nr. 4, 1966, p. 23–28.
[5] *Schuster, G.* In : Öl und Gasfeuer 9, nr. 7, 1964, p. 718–723.
[6] *Schuster, G.* În : SBZ 20, nr. 7, 1965, p. 544–556.
[7] *Peskin, R. L.* şi *Raco, R. J.* În : Proc. APJ Res. Conf. Distil. Fuel Combust., 1963, Amer. Petrol Inst. CP–3.
[8] Installat-Klempn-Zentralheizungsbauer 19, nr. 10, 1964, p. 860–862.
[9] *Esau, A., Schmidt, F.A.F.* şi *Reitland, H.* Patent R.F.G. cls 24 b, 1/0,1 (F23d) nr. 1189222 publ. 11.11.65.
[10] *Richter, W.* În : Oel+Gas 9, nr. 3, 1964, p. 60–62.
[11] *Fortmann, W.K.* În : Oel+Gas 10, nr. 4, 1965, p. 58–62.
[12] *Fortmann, W.K.* În : Oil Firing 7, nr. 6, 1964, p. 28–32.
[13] *Fritsch, W. H.* În : Öl und Gasfeuer 11, nr. 5, 1966, p. 605–612.
[14] *Charpent, L.* Étude de l'effet des ultrasons sur la combustion d'un jet d'hydrocarbures liquides. Thèse doct. sci. phys., Fac. sci. Univ. Paris, 1958.

CŽ 621.791.756 : 669.715 – 122

Contribuţii privind sudarea automată sub strat de flux netopit a aluminiului şi aliajelor $AlMg_3$ fabricate în Republica Socialistă România

Ing. Constantin ŞARLĂU – Institutul politehnic – Timişoara

Sudarea automată sub flux a aluminiului şi aliajelor sale se aplică în două variante: cu flux topit şi cu flux netopit. În această lucrare se cercetează aplicarea procedeului de sudare automată sub flux netopit.

Se ştie că la sudarea aluminiului şi aliajelor sale se întîmpină unele dificultăţi în legătură cu formarea Al_2O_3 şi alte combinaţii chimice, care conduc la neomogenitatea structurii sudurii, pe de o parte, iar pe de altă parte, în legătură cu stabilitatea arcului electric la sudare. În literatura de specialitate sînt date despre sudarea sub flux a aluminiului şi a aliajelor sale în special cu flux topit. În ce priveşte sudarea automată sub flux netopit, datele sînt contradictorii [1].

La sudare s-a folosit, în cadrul încercărilor, instalaţia pentru sudarea automată a oţelului, adaptată în ce priveşte sistemul de role pentru antrenarea sîrmei, construit astfel încît să antreneze sîrma fără opriri şi deformări. De asemenea, pentru a asigura o lungime necesară a părţii din sîrmă parcursă de curentul de sudare, mult mai mare decît în cazul sudării oţelului, s-au folosit duze de ghidare izolate, reprezentate în figura 1. Lungimea duzei de ghidare a sîrmei electrod s-a determinat după criteriul stabilităţii maxime a arcului electric.

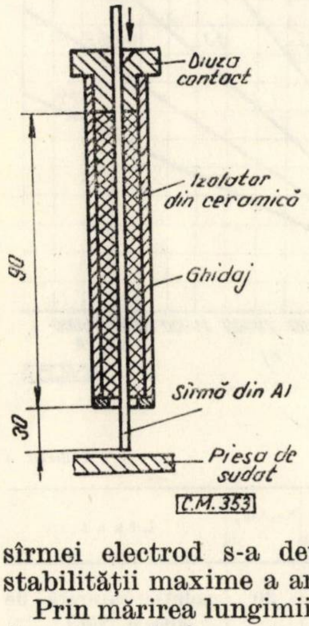


Fig. 1. Duza (ajutaj) izolator de ghidare a sîrmei în zona arcului de sudare.

Prin mărirea lungimii sîrmei electrod parcursă de curent de la contacte pînă la arc, se urmăreşte o încălzire a acesteia sub efectul Joule Lenz, la o temperatură de peste 250°C. În felul acesta, topirea sîrmei sub influenţa căldurii arcului începe de la o temperatură iniţială mai mare, contribuind la mărirea stabilităţii procesului de topire a sîrmei. Temperatura la care se încălzeşte sîrma electrod parcursă de curent a fost determinată analitic cu ajutorul ecuaţiei diferenţiale:

$$c\gamma \frac{d\vartheta}{dt} = 0{,}24\,\rho\, j^2 - \alpha\,(\vartheta - \vartheta_0)\frac{4}{d_e},$$

în care s-a notat:

c – căldura specifică a metalului sîrmei, cal/g°C;
γ – greutatea specifică, gf/cm³;
ρ – rezistivitatea, Ωcm;
j – densitatea de curent, A/mm²;
α – coeficient de radiaţie al căldurii, cal/cm²·s·°C;
ϑ – temperatura finală, °C;
ϑ_0 – temperatura iniţială, °C;
d_e – diametrul sîrmei electrod, cm;
t – timpul, s.

Soluţia acestei ecuaţii este:

$$\vartheta = \vartheta_0 \cdot e^{m\cdot t} + \frac{1}{\beta}\,(e^{m\cdot t} - 1),$$

în care:

$$m = \frac{0{,}24 \cdot \rho_\vartheta \cdot j^2}{c \cdot \gamma};$$

$\beta = 2{,}2 \cdot 10^{-3}$, 1/°C, coeficient de temperatură;
$\rho\vartheta = \rho_0\,[1 + \beta(\vartheta - \vartheta_0)]$.

Exprimînd timpul t în funcţie de viteza de avans a sîrmei electrod şi lungimea sa, adică $t = \frac{x}{v_e}$, şi dînd valori lui x, se obţine temperatura de încălzire a sîrmei electrod sub efectul Joule Lenz (tabela 1). Se observă că lungimea sîrmei parcursă de curent trebuie să fie de peste 8 cm pentru a se încălzi la 250°C.

Tabela 1

x, cm	0	2	4	6	8	10	12
ϑ, °C	20	84	133	204	277	361	458

La calculul temperaturilor din tabela 1 s-au folosit următoarele mărimi termofizice ale sîrmei electrod: $c \cdot \gamma = 0,64$, cal/cm² · °C; $\rho_0 = 4,3 \cdot 10^{-6}$, cm; $\gamma = 2,7$, gf/cm³; $\lambda = 0,59$, col/cm s °C. Încălzirea sîrmei electrod datorită arcului electric se poate determina cu ajutorul relației:

$$\vartheta_{(x \cdot t)} = (\vartheta_{arc} - \vartheta_0) e^{\frac{v_e(l-x)}{a}} + \vartheta,$$

în care:

$a = \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$, cm²/s, coeficient de difuzibilitate termică;

l — lungimea sîrmei parcurse de curent, restul notațiilor fiind aceleași ca mai sus. Rezultatele calculului sînt date în tabela 2.

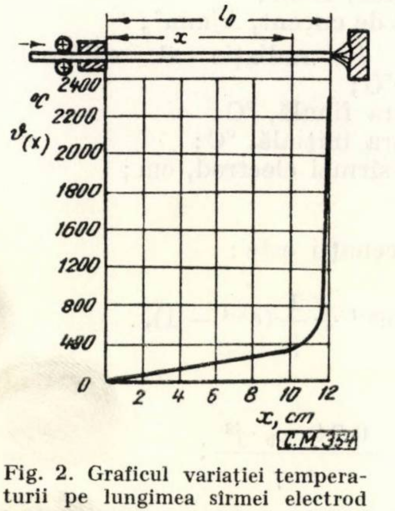


Fig. 2. Graficul variației temperaturii pe lungimea sîrmei electrod între contactul electric și capătul unde arde arcul electric.

Se observă că încălzirea sîrmei electrod datorită arcului electric se propagă pe o lungime destul de mică (fig. 2).

În același timp se observă o creștere pronunțată a temperaturii sîrmei electrod datorită efectului Joule Lenz, în cazul cînd lungimea parcursă de curent este suficient de mare.

Tabela 2

x, cm	12	11,9	11,8	11,7	11,6	11,5	11,4	11,3	11,2	11,1	11
$l - x$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ϑ arc	1842	1171	748	466	295	197	118	88,5	48	29,5	18,4

La sudare s-a folosit ca metal de bază tablă laminată de aluminiu tehnic și aliajul de aluminiu $AlMg_3$ cu grosimea de 5÷10 mm. Ca metal de adaos s-a folosit sîrmă de compoziție chimică ca și metalul de bază cu diametrul de 2,5 mm.

Conform literaturii de specialitate [1], cele mai utilizate fluxuri la sudarea aluminiului și a aliajelor sale sînt fluxurile care aparțin sistemului KCl, NaCl și Na_3AlF_6. În cadrul acestei lucrări s-au preparat două fluxuri netopite avînd compoziția din tabela 3.

Granulația ambelor fluxuri a fost de 0,2÷2,5 mm. Din punctul de vedere al stabilității arcului, ambele fluxuri s-au comportat la fel. Fluxul cu liant apă și dextrină rezistă

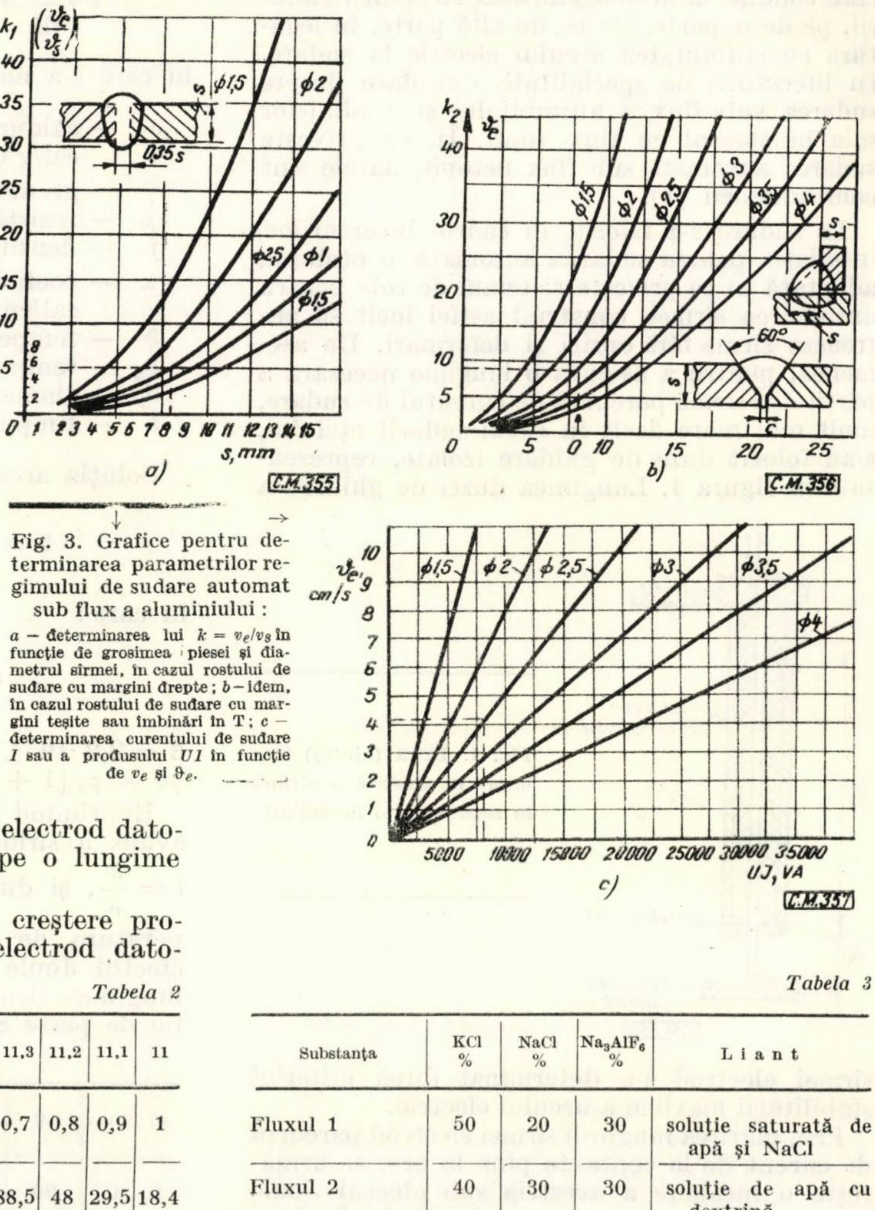


Fig. 3. Grafice pentru determinarea parametrilor regimului de sudare automat sub flux a aluminiului:

a – determinarea lui $k = v_e/v_s$ în funcție de grosimea piesei și diametrul sîrmei, în cazul rostului de sudare cu margini drepte; b – idem, în cazul rostului de sudare cu margini teșite sau îmbinări în T; c – determinarea curentului de sudare I sau a produsului UI în funcție de v_e și ϑ_e.

Tabela 3

Substanța	KCl %	NaCl %	Na_3AlF_6 %	Liant
Fluxul 1	50	20	30	soluție saturată de apă și NaCl
Fluxul 2	40	30	30	soluție de apă cu dextrină

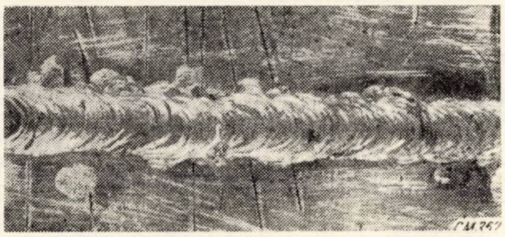


Fig. 4. Aspectul exterior al cusăturii sudate.

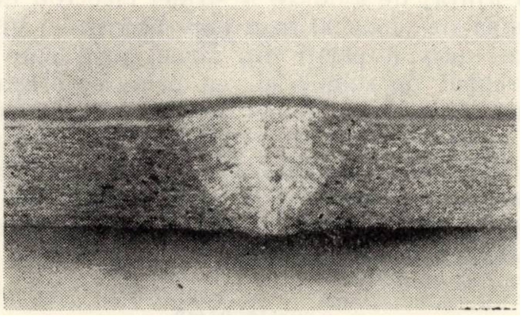


Fig. 5. Macrostructura îmbinării sudate.

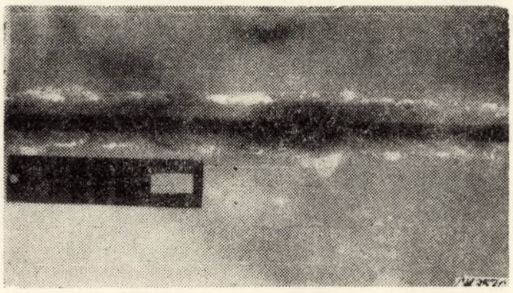
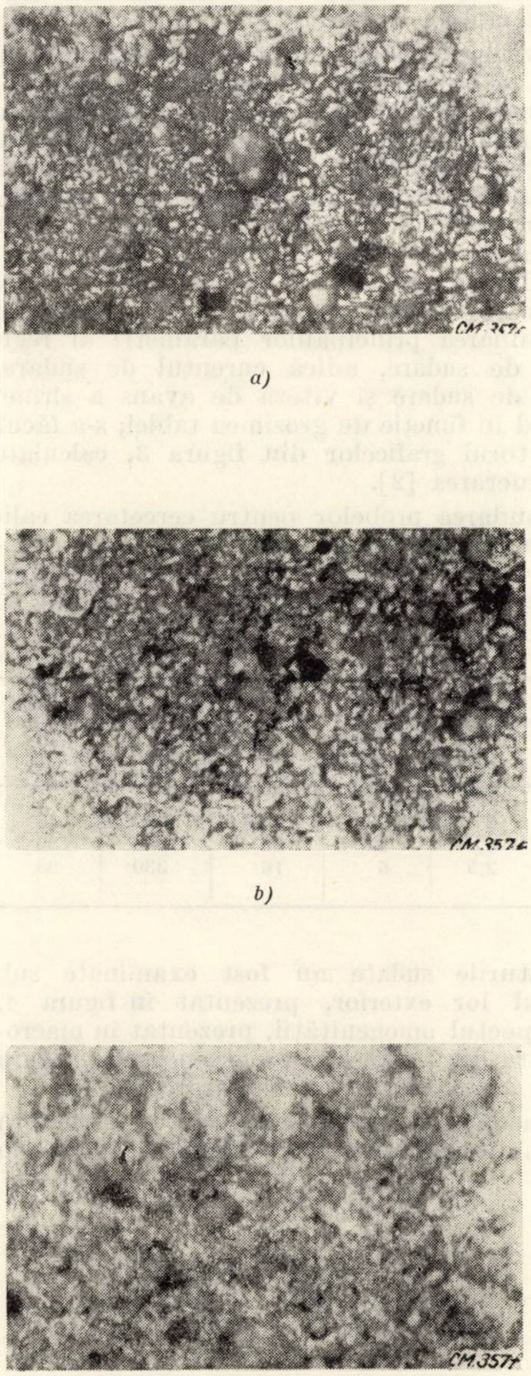


Fig. 6. Radiografia îmbinării sudate.


CM 357
CM 357
CM 357

a)

b)

c)

Fig. 7. Microstructuri :
a – sudură ; *b* – zona influențată termic ; *c* – metal de bază.

mai bine la manipulări dar se desprinde mai greu de suprafaţa sudurii. Stabilitatea arcului este influenţată de grosimea stratului de flux. Arcul arde stabil cînd grosimea stratului de flux este 10÷15 mm, deci arcul nu este acoperit complet.

În vederea sudării au fost pregătite probe pentru executarea unor cusături cap la cap. Tablele cu grosimea mai mică au fost pregătite cu margini neteşite, lăsîndu-se un rost de 2÷3 mm, iar tablele mai groase au fost teşite în V avînd unghiul de 60°. Pentru a asigura o pătrundere suficient de mare, tablele au fost preîncălzite la o temperatură de 150÷200°C. La rădăcina sudurii s-a pus o placă de oţel aliat, care asigură formarea corectă a acesteia. Determinarea principalilor parametri ai regimului de sudare, adică curentul de sudare, viteza de sudare şi viteza de avans a sîrmei electrod în funcţie de grosimea tablei, s-a făcut cu ajutorul graficelor din figura 3, calculate după lucrarea [2].

La sudarea probelor pentru cercetarea calităţii îmbinării sudate au fost folosite regimurile din tabela 4, care corespund celor determinate cu ajutorul graficelor din figura 3.

Tabela 4

Grosimea tablei, mm	Diametrul electrodului, mm	Viteza de avans a electrodului, cm/s	Viteza de sudare, m/h	Curentul de sudare, A	Tensiunea arcului, V
5	2	2	19,5	120	25
8	2,5	2,5	18	280	35
10	2,5	6	16	330	35

Cusăturile sudate au fost examinate sub aspectul lor exterior, prezentat în figura 4, sub aspectul omogenităţii, prezentat în macrostructura din figura 5 şi roentgenografic, figura 6, care arată că sînt corespunzătoare.

De asemenea a fost cercetată şi structura prin microfotografiile din figura 7, adică în sudură, în zona influenţată termic şi în metalul de bază. S-au făcut şi încercările mecanice de tracţiune prin care s-a determinat rezistenţa la curgere, la rupere şi alungirea specifică a sudurilor (tabela 5).

Tabela 5

Felul aliajului	Nr. probe	Dimensiunile epruvetei			Forţa la rupere	Efortul unitar	Alungirea specifică
		grosime mm	lăţime mm	secţiune mm^2	kgf	kgf/mm^2	ε%
Al	1	8	20,0	160	1 100	6,9	18,2
	2	8	20,0	160	1 050	6,6	18,0
	3	8	20,1	160,8	1 150	7,15	19,0
$AlMg_3$	4	8	20,0	160	2 460	15,4	10,0
	5	8	20,2	161,6	2 400	14,9	9,0
	6	8	20,0	160	2 300	14,4	8,5

Din cercetările efectuate rezultă că aluminiul şi aliajul său $AlMg_3$ se sudează bine automat, folosind flux netopit, alcătuit din elementele NaCl, KCl, Na_3AlF_6. La sudare este necesar un ajutaj de ghidare a sîrmei electrod cu lungimea de circa 90 mm care asigură o lungime mai mare a părţii din sîrmă prin care trece curentul de sudare şi, ca urmare, creşte stabilitatea procesului de topire a sîrmei electrod şi scade gradul de stropire. Se recomandă sudarea cu viteze sub 25 m/h şi preîncălzirea pieselor de sudat la o temperatură de peste 150°C, asigurîndu-se astfel formarea corectă a cusăturii sudate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kleacikin, I.* Sudarea metalelor şi aliajelor neferoase.

[2] *Şarlău, C.* Stabilirea raţională a regimului de sudare automată sub flux.

[3] *Kesob, D.* Sudarea aliajelor de aluminiu sub flux. În: Svarocinoe proizvodstvo, nr. 4, 1965.

[4] *Alekin, I.* Caracterul procesului de topire al sîrmei la sudarea automată. În: Sudura, caiet selectiv, nr. 1, 1965.

[5] *Mikaelian.* Influenţa lungimii libere a electrodului asupra stabilităţii arcului la sudarea automată sub flux. În: Svarocinoe proizvodstvo, nr. 9, 1964.

CZ 621.833.6 :681.2

ra mikócla [illegible] él [illegible]

Asupra funcționării pe muchie a roților dințate din mecanica fină cu dantura în evolventă

Ing. Dumitru TUDOR – Institutul politehnic – București
Ing. Ruxanda TUDOR – Uzina mecanică fină – București

Din cauza cîmpurilor de toleranță relativ mari, existente în mecanica fină, poate apărea la roțile dințate de modul mic sau foarte mic ($m < 0,6$ mm) o angrenare pe muchie, cînd valoarea gradului de acoperire ε, determinată ca un raport între $\frac{K_1\,K_2}{p_b}$ (fig. 1), devine subunitară (p_b – reprezintă pasul pe cercul de bază). Întrucît însă, practic, la începutul și sfîrșitul angrenării contactul între flancurile conjugate se păstrează și în afara lungimii de angrenare K_1K_2, valoarea globală a gradului de acoperire se menține la valoarea 1. Rezultă astfel o angrenare de muchie, adică locul geometric al punctelor de contact a două flancuri conjugate va fi dat, pentru începutul și sfîrșitul angrenării unei perechi de dinți, de două arce de cerc.

Angrenarea pe muchie se poate produce însă și la valori ale gradului de acoperire $\varepsilon > 1$, din cauza erorilor de pas pe cercurile de divizare, cînd începutul și sfîrșitul angrenării se realizează în afara liniei de angrenare.

În cele ce urmează se vor urmări particularitățile de funcționare ale roților dințate cu modul foarte mic, admițîndu-se ipoteza funcționării pe muchie.

Astfel, se consideră contactul a două roți dințate la un moment dat, înainte de pol, respectiv după pol, în punctul K_{i_1}, respectiv K_{i_2}, într-o angrenare de muchie (fig. 2 și 3).

Prin transformarea cuplei superioare din K_{i_1} sau K_{i_2} existentă la contactul flancurilor dinților, se obțin mecanismele patrulatere echivalente $O_2\,M_2\,K_{i_1}\,O_1$ sau $O_1\,M_1\,K_{i_2}\,O_2$.

La intersecția bielelor mecanismelor patrulatere determinate, cu distanța centrelor O_1O_2, se obțin pozițiile centrelor instantanee de rotație I, ce apar în mișcarea relativă a elementelor O_1M_1 față de elementul $K_{i_2}\,O_2$ sau a lui $K_{i_1}\,O_1$ față de O_2M_2.

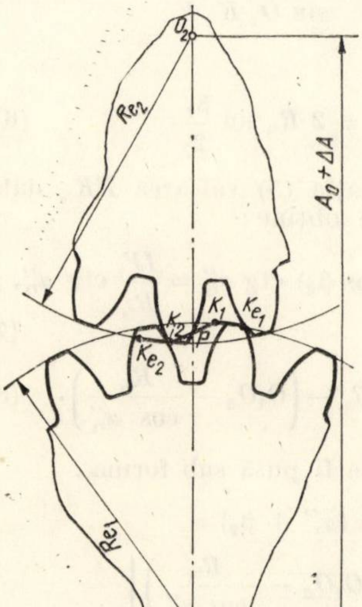


Fig. 1

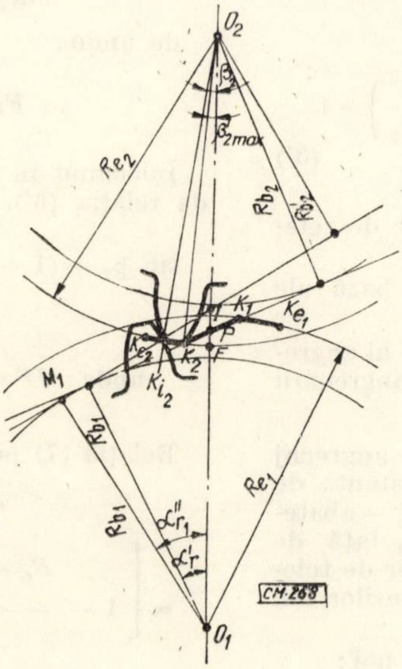


Fig. 2

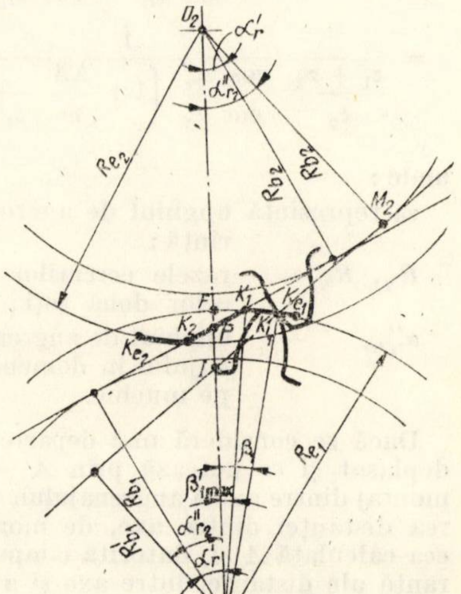


Fig. 3

Raportul de transmitere instantaneu al mecanismului patrulater este :

– la o angrenare înainte de pol (fig. 2) :

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2I}{O_1I} = \frac{A}{O_1I} - 1; \qquad (1)$$

— iar la o angrenare după pol:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_\lambda} = \frac{O_2I}{O_1I} = \frac{O_2I}{A - O_2I}. \tag{2}$$

Pentru angrenarea pe muchie, A reprezintă distanța dintre axa de montaj, deci: $A = A_0 + \Delta A$, unde A_0 reprezintă distanța dintre axe, de referință, iar ΔA abaterea distanței dintre axe, de montaj, față de cea de referință, datorită cîmpului de toleranță al distanței dintre axe și jocurilor din lagăre.

În aceste condiții relațiile (1) și (2), la un angrenaj zero sau zero deplasat, devin:

—pentru o angrenare înainte de pol:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{A_0}{\dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}} + \frac{\Delta A}{\dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}} - 1 =$$

$$= \frac{z_1 + z_2}{z_1} \frac{\cos\ \alpha''_{r_1}}{\cos\ \alpha_0} \left(1 + \frac{\Delta A}{m} . \frac{2}{z_1 + z_2}\right) - 1, \tag{3}$$

— pentru o angrenare după pol:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\dfrac{A_0}{\dfrac{R_{b_2}}{\cos\ \alpha''_{r_2}}} + \dfrac{\Delta A}{\dfrac{R_{b_2}}{\cos\ \alpha''_{r_2}}} - 1} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{z_1 + z_2}{z_2} \dfrac{\cos\ \alpha''_{r_2}}{\cos\ \alpha_0} \left(1 + \dfrac{\Delta A}{m} \dfrac{1}{z_1 + z_2}\right) - 1}; \tag{3'}$$

unde:

α_0 reprezintă unghiul de angrenare de referință;

R_{b_1}, R_{b_2} — razele cercurilor de bază ale celor două roți;

$\alpha''_{r_{1(2)}}$ — unghiul de angrenare al angrenajului în domeniul angrenării pe muchie.

Dacă se consideră mai departe un angrenaj deplasat și se notează prin A' — distanța de montaj dintre axe a angrenajului, $\Delta A'$ — abaterea distanței dintre axe, de montaj, față de cea calculată A și, datorită cîmpurilor de toleranță ale distanței între axe și a jocurilor din lagăre, se obține:

— pentru o angrenare înainte de pol:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{A}{\dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}} + \frac{\Delta A'}{\dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}} - 1 =$$

$$= \frac{z_1 + z_2}{z_1} \frac{\cos \alpha''_{r_1}}{\cos\ \alpha_r} \left(1 + \frac{\Delta A'}{m} \frac{2}{z_1 + z_2} \frac{\cos\ \alpha_r}{\cos\ \alpha_0}\right) - 1; \tag{4}$$

— pentru o angrenare după pol:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\dfrac{A}{\dfrac{R_{b_2}}{\cos\ \alpha''_{r_2}}} + \dfrac{\Delta A'}{\dfrac{R_{b_2}}{\cos\ \alpha''_{r_2}}} - 1} =$$

$$= \frac{1}{\dfrac{z_1 + z_2}{z_2} \dfrac{\cos \alpha''_{r_2}}{\cos\ \alpha_r} \left(1 + \dfrac{\Delta A'}{m} \dfrac{2}{z_1 + z_2} \dfrac{\cos\ \alpha_r}{\cos\ \alpha_0}\right) - 1} \tag{4'}$$

unde α_r reprezintă unghiul de angrenare al angrenajului deplasat la o distanță între axe A.

Deoarece în mărimea raportului de transmitere instantaneu apare unghiul de angrenare $\alpha''_{r_{1(2)}}$, se va stabili dependența acestuia de arcul de angrenare.

Pentru poziția de angrenare înainte de pol, din $\Delta FK_{i_2}I$ rezultă:

$$\frac{FK_{i_2}}{\sin (90 - \alpha''_{r_1})} = \frac{IF}{\sin \left(\alpha''_{r_1} + \dfrac{\beta_2}{2}\right)}. \tag{5}$$

Din $\Delta O_2\ K''_{i_2}\ F$ rezultă:

$$\frac{FK_{i_2}}{\sin \beta_2} = \frac{R_{e_2}}{\sin\ O_2\ K_{i_2}\ F}, \tag{6}$$

de unde:

$$FK_{i_2} = 2\ R_{e_2} \sin \frac{\beta_2}{2}. \tag{6'}$$

Înlocuind în relația (5) valoarea FK_{i_2} dată de relația (6'), se obține:

$$\sin\ \beta_2 + (1 - \cos\ \beta_2)\ \text{ctg}\ \alpha''_{r_1} = \frac{IF}{R_{e_2}}\ \text{ctg}\ \alpha''_{r_1}, \tag{7}$$

$$\text{unde}: IF = R_{e_2} - \left(O_1O_2 - \frac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}\right). \tag{8}$$

Relația (7) poate fi pusă sub forma:

$$\cos\ (\alpha''_{r_1} + \beta_2) =$$

$$= \left[1 - \frac{R_{e_2} - \left(O_1O_2 - \dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha''_{r_1}}\right)}{R_{e_2}}\right] \cos\ \alpha''_{r_1}. \tag{9}$$

În mod analog, din triunghiurile $FK_2\ P$ și $F\ K_2\ O_2$ rezultă:

$$\cos\ (\alpha'_2 + \beta'_{2max}) =$$

$$= \left[1 - \frac{R_{e_2} - \left(O_1O_2 - \dfrac{R_{b_1}}{\cos\ \alpha'_r}\right)}{R_{e_2}}\right] \cos\ \alpha'_r. \tag{10}$$

Ținînd seamă de faptul că:

$$\beta_2 = \frac{\overset{\frown}{K_{i_2}K_2}}{R_{e_2}} + \beta'_{2max}, \tag{11}$$

se obține:

$$\overset{\frown}{K_{i_2}K_2} = R_{e_2}[\beta_2 - \beta'_{2max}]. \tag{11'}$$

Prin introducerea valorilor lui β_2 și β'_{2max} determinate cu relațiile (9) și (10) în relația (11′) se obține o relație de legătură între arcul de angrenare pe muchie și unghiurile α''_{r_1} și α'_r (α'_{r_1} — unghiul de angrenare pe linia de angrenare).

Pentru o poziție de angrenare după pol, considerînd în mod analog triunghiurile $FK_{i_1}I$ și $O_1K_{i_1}F$, respectiv FK_1P și FK_1O_1, rezultă:

$$\cos(\alpha''_{r_2} + \beta_1) = \left[1 - \frac{R_{e_1} - \left(O_1O_2 - \dfrac{R_{b_2}}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)}{R_{e_1}}\right]\cos\alpha''_{r_2}, \tag{9'}$$

$$\cos(\alpha'_r + \beta_1) = \left[1 - \frac{R_{e_1} - \left(O_1O_2 - \dfrac{R_{b_2}}{\cos\alpha'_r}\right)}{R_{e_1}}\right]\cos\alpha'_r \tag{10'}$$

și:

$$K_{i_1}K_1 = R_{e_1}[\beta_1 - \beta'_{1max}]. \tag{11''}$$

Relațiile (9), (9′), (10), (10′), (11) și (11′), permit determinarea lungimilor arcurilor de angrenare $K_{i_1}K_1$ și $K_{i_2}K_2$, atunci cînd se cunoaște raportul $\frac{\omega_1}{\omega_2}$, deci cînd se pot determina în funcție de mărimea acestui raport parametrii α''_{r_1} și α''_{r_2} cu relațiile (3), (3) sau (4), (4′). Raportul $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ se poate stabili cu un aparat de studiat angrenarea pe un singur flanc.

În caz cînd erorile de pas și formă nu joacă un rol prea important sau cînd se cunoaște influența acestor erori în raport cu influența exercitată de cîmpul de toleranță al distanței între axe și a jocurilor din lagăre asupra angrenării pe muchie a unui angrenaj dat, se pot determina arcurile de angrenare $K_1\,K_{e_1}$ și $K_2\,K_{e_2}$ prin calcul.

Astfel, pentru un angrenaj zero cu raport de transmitere $i=1$ și un grad de acoperire total $\varepsilon_{tot} = 1$, $K_1K_{e_1} = K_2K_{e_2}$ se determină cu relația:

$$\frac{K_1K_{e_1}}{m} = \frac{K_2K_{e_2}}{m} = \pi(1-\varepsilon)\,\frac{z_1 + 2f_0}{2\,z_1}, \tag{12}$$

unde ε se stabilește cu formula cunoscută a gradului de acoperire pentru un angrenaj în evolventă (distanța dintre axe A se va mări cu abaterea ΔA).

Deoarece este mai dificil de operat cu relațiile (9), (9′) se poate utiliza relația (8) care va fi scrisă sub forma:

$$\frac{IF}{R_{e_2}} = 1 - \frac{O_1O_2}{R_{e_2}} + \frac{R_{b_1}}{R_{e_2}}\frac{1}{\cos\alpha''_{r_1}} = -a_1 + \frac{b_1}{\cos\alpha''_{r_1}}, \tag{8'}$$

unde:

$$1 - \frac{O_1O_2}{R_{e_2}} = -a_1; \quad \frac{R_{b_1}}{R_{e_2}} = b_1.$$

Ecuația (7) poate fi scrisă acum și sub forma:

$$\sin\beta_2 = \operatorname{ctg}\alpha''_{r_1}\left(-a_1 - 1 + \frac{b_1}{\cos\alpha''_{r_1}} + \cos\beta_2\right). \tag{7'}$$

Dacă se notează:

$$\frac{\sin\beta_2}{a_1 + 1 - \cos\beta_2} = \operatorname{ctg}\gamma_1, \tag{14}$$

se obține:

$$\sin(\alpha''_{r_1} + \gamma_1) = \frac{R_{b_1}}{R_{e_2}}\,\frac{\cos\gamma_1}{\sin\beta_2}, \tag{15}$$

iar pentru o poziție de angrenare după pol:

$$\sin(\alpha''_{r_2} + \gamma_2) = \frac{R_{b_2}}{R_{e_1}}\,\frac{\cos\gamma_2}{\sin\beta_1} \tag{15'},$$

unde

$$\frac{\sin\beta_1}{\dfrac{O_1O_2}{R_{e_1}} - \cos\beta_1} = \operatorname{ctg}\gamma_2. \tag{14'}$$

Cu relațiile (15) și (15′) se pot determina valorile unghiurilor α''_{r_1} și α''_{r_2}, deci $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ în funcție de o anumită valoare $K_{i_1}K_1$ sau $K_{i_2}K_2$.

Se alege $K_{i_1}K_1$ sau $K_{i_2}K_2$ ca o fracțiune din $K_1\,K_{e_1}$ sau $K_2\,K_{e_2}$, iar cu relațiile (11) și (11′) se determină β_1 și β_2. Utilizînd în continuare (15) și (15″), se stabilesc unghiurile α''_{r_1} și α''_{r_2}, iar cu (3), (3′) și (4), (4′) se determină valoarea raportului $\frac{\omega_1}{\omega_2}$.

Dacă se notează:

$$B_1 = \frac{R_{e_1}}{m} = \frac{z_1}{2} + f_0 + \zeta_1 - \left[(\zeta_1 + \zeta_2) - \left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r} - 1\right)\frac{z_1 + z_2}{2}\right];$$

$$B_2 = \frac{R_{e_2}}{m} = \frac{z_2}{2} + f_0 + \zeta_2 -$$

$$-\left[(\zeta_1 + \zeta_2) - \left(\frac{\cos\,\alpha_0}{\cos\,\alpha_r} - 1\right)\frac{z_1 + z_2}{2}\right];$$

$$C_1 = \frac{R_{b_1}}{m} = \frac{z_1}{2}\cos\,\alpha_0;\quad C_2 = \frac{R_{b_2}}{m} = \frac{z_2}{2}\cos\,\alpha_0; \tag{17}$$

$D = \dfrac{A}{m} = \left(\dfrac{z_1 + z_2}{2} + \dfrac{\Delta A}{m}\right)$ pentru un angrenaj zero;

$D = \dfrac{A'}{m} = \left(\dfrac{z_1 + z_2}{2}\;\dfrac{\cos\,\alpha_0}{\cos\,\alpha_r} + \dfrac{\Delta A'}{m}\right)$ pentru un angrenaj deplasat; (18)

$$E_1 = \frac{R_{e_2} - \left(O_1 O_2 - \dfrac{R_{b_1}}{\cos\alpha'_r}\right)}{R_{e_2}} = \frac{B_2 - \left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha'_r}\right)}{B_2};$$

$$E_2 = \frac{R_{e_1} - \left(O_1 O_2 - \dfrac{R_{b_2}}{\cos\alpha'_r}\right)}{R_{e_1}} = \frac{B_1 - \left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha'_r}\right)}{B_1}, \tag{19}$$

relaţiile de calcul anterioare devin:

$$\cos\,(\alpha'_r + \beta'_2)_{max} = (1 - E_1)\cos\,\alpha'_r;$$

$$\cos\,(\alpha'_r + \beta'_{1\,max}) = (1 - E_2)\cos\,\alpha'_r; \tag{20}$$

$$\cos\,(\alpha''_{r_2} + \beta_1) = \left[1 - \frac{B_1 - \left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)}{B_1}\right]\cos\alpha''_{r_2};$$

$$\cos\,(\alpha''_{r_1} + \beta_2) = \left[1 - \frac{B_2 - \left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)}{B_2}\right]\cos\alpha''_{r_1}; \tag{21}$$

$$\beta_2 = \frac{\dfrac{K_{i_2}K_2}{m}}{\mathrm{B}_2} + \beta'_{2\,max}\ \text{şi}\ \beta_1 = \frac{\dfrac{K_{i_1}K_1}{m}}{B_1} + \beta'_{1\,max} \tag{22}$$

şi sînt utile dacă se cunosc prin calcul unghiurile α'_r şi $\alpha''_{r1(2)}$, folosind pentru determinarea unghiurilor $\beta_1(_2)$, respectiv a parametrilor $\dfrac{K_{i_2}K_2}{m}$ şi $\dfrac{K_{i_1}K_1}{m}$.

Dacă se urmăreşte determinarea prin calcul a unghiurilor $\alpha''_{r1(2)}$ (dacă prin calcul arcurile de angrenare şi unghiurile $\beta_1(_2)$ au fost anterior stabilite), se folosesc ecuaţiile:

$$\sin\,(\alpha''_{r_1} + \gamma_1) = \frac{C_1}{B_2}\,\frac{\cos\gamma_1}{\sin\beta_2};$$

$$\sin\,(\alpha''_{r_2} + \gamma_2) = \frac{C_2}{B_1}\,\frac{\cos\gamma_2}{\sin\beta_1}, \tag{23}$$

unde:

$$\mathrm{ctg}\,\gamma_1 = \frac{\sin\beta_2}{\dfrac{D}{B_2} - \cos\beta_2};\quad \mathrm{ctg}\,\gamma_2 = \frac{\sin\beta_1}{\dfrac{D}{B_1} - \cos\beta_1}. \tag{24}$$

Analiza relaţiilor (16) — (24), folosite în calculul arcului de angrenare relativ $\dfrac{K_{i_1}K_1}{m}$ sau $\dfrac{K_{i_2}K_2}{m}$ ori a raportului de transmitere instantanee $\dfrac{\omega_2}{\omega_1}$, arată că sînt adimensionale şi independente de modul. Se poate efectua astfel o generalizare a rezultatelor obţinute.

★

Dacă se notează prin M_1 momentul motor iar prin M_2 momentul condus la arborii *1* respectiv *2* pentru o poziţie de angrenare înainte de pol, rezultă din echilibrul roţilor dinţate (fig. 4): la angrenarea pe muchie:

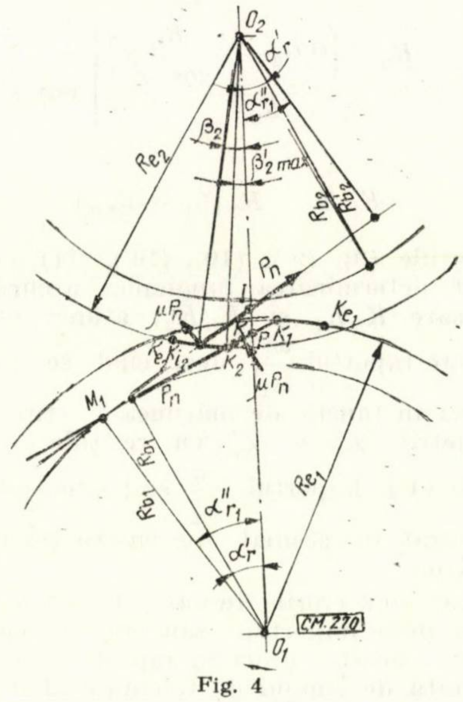


Fig. 4

$$M_1 = P_n R_{b_1}(1 - \mu\,\mathrm{tg}\;\alpha''_{r1}) + \mu\,P_n K_{i_2} I, \tag{25}$$

unde:

$$K_{i_2}I = \sqrt{R^2_{e_2} + \left(O_1\,O_2 - \frac{R_{b_1}}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)^2 - 2\,R_{e_2}\left(O_1\,O_2 - \frac{R_{b_1}}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)\cos\beta_2} \tag{26}$$

şi :

$$M_2 = P_n\,[O_2 I\,(\cos\alpha''_{r_1} - \mu\sin\alpha''_{r_1}) - \mu K_{i_2} I], \qquad (27)$$

unde :

P_n este forţa normală pe dinte ;
μ — coeficientul de frecare dintre flancurile dinţilor ;

$$O_2\mathrm{I} = (O_1 O_2 - \frac{R_{b_1}}{\cos\alpha''_{r_1}}\,; \qquad (28)$$

la o angrenare pe linia de angrenare :

$$M_1 = P_n\,[R_{b_1}(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) + \mu KP] \quad (25')$$

şi :

$$M_2 = P_n\,[R_{b_2}(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) - \mu KP]. \quad (27')$$

Pentru o poziţie de angrenare după pol, rezultă din echilibrul elementelor 1 şi 2 (fig. 5) :
la angrenarea pe muchie :

$$M_1 = P_n\,[O_1 I\,(\cos\alpha''_{r_2} + \mu\sin\alpha''_{r_2}) + \mu\,K_{i_1} I], \qquad (29)$$

unde:

$$K_{i_1} I = \sqrt{R_{e1}^2 + \left(O_1 O_2 - \frac{R_{b_2}}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)^2 - 2R_{e_1}\left(O_1 O_2 - \frac{R_{b_2}}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)\cos\beta_1}\,; \qquad (30)$$

$$O_1 I = O_1 O_2 - \frac{R_{b_2}}{\cos\alpha''_{r_2}}\,; \qquad (31)$$

$$M_2 = P_n\,[R_{b_2}(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha''_{r_2}) - \mu K_{i_1} I]\,; \quad (32)$$

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)(\cos\alpha''_{r_1} - \mu\sin\alpha''_{r_1}) - \mu\sqrt{B_2^2 + \left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)^2 - 2B_2\left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)\cos\beta_2}}{C_1(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha''_{r_1}) + \mu\sqrt{B_2^2 + \left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)^2 - 2B_2\left(D - \dfrac{C_1}{\cos\alpha''_{r_1}}\right)\cos\beta_2}} \qquad (33)$$

iar la angrenarea pe linia de angrenare :

$$M_1 = P_n\,[R_{b_1}(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) + \mu\,KP]\,; \quad (29')$$

$$M_2 = P_n\,[R_{b_2}(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) - \mu KP]. \quad (32'')$$

Cu valorile constantelor stabilite în paragraful anterior, raportul $\frac{M_2}{M_1}$ se obţine pentru o poziţie înainte de pol la angrenarea pe muchie, relaţia (33);

iar la angrenarea pe linia de angrenare :

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{C_2(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) - \mu\dfrac{KP}{m}}{C_1(1 - \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) + \mu\dfrac{KP}{m}}. \qquad (33')$$

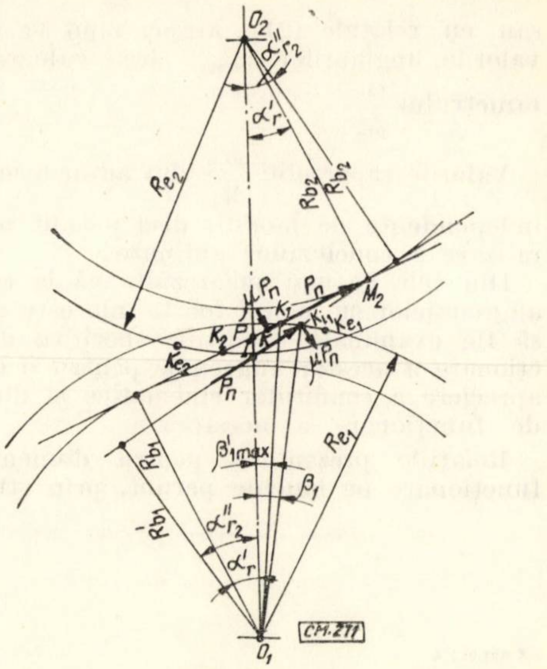


Fig. 5

Pentru o poziţie de angrenare după pol, la angrenarea pe muchie se obţine relaţia (34′) ;

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{C_2(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha''_{r_2}) - \mu\sqrt{B_1^2 + \left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)^2 - 2B_1\left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)\cos\beta_1}}{\left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)(\cos\alpha''_{r_2} + \mu\sin\alpha''_{r_2}) + \mu\sqrt{B_1^2 + \left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right) - 2B_1\left(D - \dfrac{C_2}{\cos\alpha''_{r_2}}\right)\cos\beta_2}} \qquad (34')$$

iar la angrenarea pe linia de angrenare :

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{C_2(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) - \mu\dfrac{KP}{m}}{C_1(1 + \mu\,\mathrm{tg}\,\alpha'_r) + \mu\dfrac{KP}{m}}. \qquad (34)$$

Valorile unghiurilor β_1 şi β_2 se stabilesc în funcţie de mărimea raportului $\frac{K_{i_1}K_1}{m}$ sau $\frac{K_{i_2}K_2}{m}$ cu relaţia (22), atunci cînd se cunosc prin calcul mărimile parametrilor $\frac{K_1 K_{e_1}}{m}$ şi $\frac{K_2 K_{e_2}}{m}$ $\left(\frac{K_{i_1}K_1}{m}\right.$ şi $\frac{K_{i_2}K_2}{m}$ se aleg ca fracţiuni din $\frac{K_1 K_{e_1}}{m}$ şi $\left.\frac{K_2 K_{e_2}}{m}\right)$, sau cu relaţiile (21), atunci cînd se cunosc valorile unghiurilor $\alpha''_{r1(2)}$, deci valoarea parametrului $\frac{\omega_1}{\omega_2}$.

Valorile raportului $\frac{M_2}{M_1}$ sînt adimensionale şi independente de modul, deci permit o generalizare a concluziilor obţinute.

Din cele de mai sus rezultă că la calculul angrenajelor cu modul foarte mic este necesar să fie examinate condiţiile specifice de funcţionare a acestor angrenaje pentru o corectă apreciere a condiţiilor cinematice şi dinamice de funcţionare a acestora.

Relaţiile prezentate pentru domeniul de funcţionare pe muchie permit, prin studierea variaţiei constanţei raportului de transmitere instantaneu, o apreciere a proprietăţilor cinematice de funcţionare a angrenajului.

Cu ajutorul relaţiilor prezentate pentru moment şi viteze se poate studia randamentul angrenajului şi variaţia în timp a forţei P_n.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr.* Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină. Ed. Didactică şi Pedagogică, 1965.

[2] *Niemann, G.* şi *Roth, K.* Zahnformen und Getriebeeigenschaften bei Verzahnungen der Feinwerktechnik. În : Feinwerktechnik 68 (1964), Nr. 9, Nr. 10, Nr. 12.

[3] *Krause, W.* Untersuchungen zum Geräuschverhalten evolventen verzahnter Geradstirnräder der Feinwerktechnik. V.D.I. Berichte, Nr. 105, 1967.

CZ 621.911.4

hozzájárulás tanulm forgácsolás

Contribuţii la studiul variaţiei vitezei de aşchiere la şeveruire

Ing. Spiru VELICU – Institutul politehnic – Braşov

Pentru a analiza variaţia vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului, se utilizează noţiunea de acceleraţie, care defineşte variaţia vectorului vitezei de aşchiere în orice punct de pe lungimea tăişului. Reprezentînd grafic (fig. 1) relaţia [1] :

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}, \qquad (1)$$

pentru prelucrarea a două roţi ($Z_2 = 28$ şi $Z_3 = 17$) cu un şever dat ($m_n = 5$ mm ; $Z_1 = 43$; $\beta_1 = 15°$), la fiecare turaţie a maşinii de şeveruit rezultă o curbă de variaţie aproximativă a vitezei de aşchiere, deoarece valorile calculate pentru trasarea graficului sînt pentru un număr limitat de puncte. Din figura 1 se poate vedea caracterul aproximativ al variaţiei vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului, fără însă a putea cunoaşte mărimea acestei variaţii. Din figură se observă că la intrarea în angrenare a vîrfului dintelui şeverului, valoarea variaţiei de viteză fiind maximă, se produce un şoc muchiilor aşchietoare în această zonă, de mărime proporţională cu valoarea acceleraţiei.

Geometria muchiilor fiind defavorabilă în zona considerată, se pot produce spărturi în muchiile şeverului. Din această zonă valoarea vitezei de aşchiere scade pînă în polul angrenării, reducerea vitezei determinînd o aşchiere încetinită sau frînată. În continuare, pînă la piciorul dinţilor şeverului, valoarea vitezei de aşchiere creşte pînă la maximum în punctul de contact de la ieşirea din flancul roţii de prelucrat; în această zonă aşchierea este accelerată.

Variaţia vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului este dată de variaţia unghiului de presiune $\theta_{1,2}$ a cărui valoare creşte de la zero pe cilindrul de bază la maximum pe cilindrul exterior [1]. Vectorul vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului este o funcţie continuă.

Derivînd în funcţie de timp [1], se obţine pentru valoarea acceleraţiei relaţia :

$$a = \dot{\bar{V}} \cong \frac{(\omega_1 \cos^3\beta_1 + \omega_2 \cos^3\beta_2)^2 \cdot (\operatorname{tg}\theta_{1,2} - \operatorname{tg}\alpha_{1,2}) \dfrac{r_{1.2}^2}{\cos^2\beta_{b1.2}} \cdot \dfrac{\omega_{1,2}}{\cos^2\theta_{1,2}}}{\sqrt{\left[\omega_1 R_1 \dfrac{\sin(\beta_1 \pm \beta_2)^2}{\cos\beta_2}\right]^2 + \left[(\omega_1\cos^3\beta_1 + \omega_2\cos^3\beta_2)(\operatorname{tg}\theta_{1,2} - \operatorname{tg}\alpha_{1,2}) \dfrac{r_{1,2}}{\cos\beta_{b1,2}}\right]^2}} \qquad (2)$$

unde s-a înlocuit :

$$\frac{d\theta_{1,2}}{dt} = \omega_{1,2},$$

mişcarea fiind circulară, uniformă.

Cu relaţia (2) se poate calcula mărimea acceleraţiei în mişcarea de alunecare dintre cele două profiluri în contact, în orice punct de pe înălţimea dinţilor şeverului.

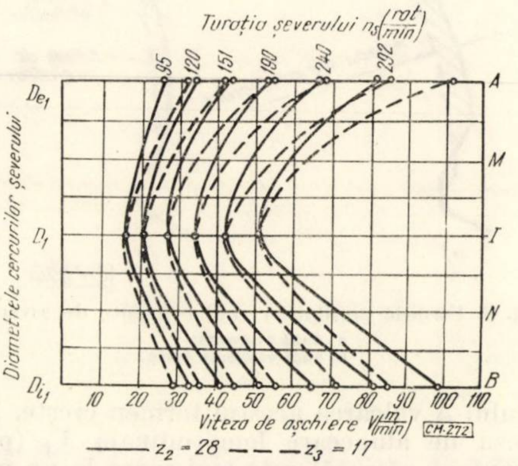


Fig. 1. Variaţia vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului.

Dacă se analizează termenii din expresia acceleraţiei care produc variaţia acestei mărimi pe înălţimea dinţilor şeverului sau, altfel spus, în punctele de pe linia de angrenare care reprezintă locul geometric al punctelor de contact, se observă că paranteza $(\operatorname{tg} \theta_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha_{1,2})$, în care $\operatorname{tg} \alpha_{1,2} =$ const. pentru o roată şi un şever dat, cuprinde $\operatorname{tg} \theta_{1,2}$ care este o mărime variabilă cu valoarea zero în punctele de pe cilindrul de bază deoarece, în aceste puncte, valoarea unghiului de presiune este zero şi cu valoarea maximă în punctele de pe cilindrul exterior (valoarea unghiului de presiune este maximă în aceste puncte).

Deci, valoarea acestei paranteze defineşte caracterul variaţiei vitezei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului.

În polul angrenării, $\operatorname{tg} \theta_{1,2} = \operatorname{tg} \alpha_{1,2}$. Rezultă că valoarea acceleraţiei în aceste puncte este nulă.

Pe măsură ce dinţii şeverului intră în angrenare, segmentul de pe linia de angrenare, care defineşte poziţia punctului de contact, are tendinţa de scădere, ajungînd la o valoare nulă în polul angrenării. Aceasta conduce la la o valoare negativă pentru acceleraţie, fapt ce demonstrează că de la intrarea dintelui în angrenare şi pînă în polul angrenării mişcarea este încetinită. Din polul angrenării segmentului de pe linia de angrenare creşte de la zero la un maxim (la ieşirea dintelui din angrenare), deci acceleraţia are valoare pozitivă în aceste puncte, viteza de aşchiere crescînd. Mărimea segmentului de pe linia de angrenare este dată de relaţia :

$$l = \frac{r_{1,2}}{\cos \beta_{b1,2}} (\operatorname{tg} \theta_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha_{1,2}), \tag{3}$$

relaţie care justifică cele de mai sus.

Utilizînd expresia stabilită pentru acceleraţie, se va putea determina dinamica procesului de şeveruire, întrucît mărimea acceleraţie poate fi determinată. În figura 2 s-a reprezentat grafic relaţia (2), în cazul dat, unde se confirmă mai explicit cele de mai sus.

Din studierea acestui grafic, rezultă că la turaţii mari ale şeverului se obţine pe înălţimea dinţilor şeverului o variaţie foarte mare de viteză, variaţie care în cazul de faţă poate fi determinată. Deci, la turaţia de 290 rot/min din polul angrenării unde variaţia vitezei este zero, pînă la baza dintelui şeverului, valoarea acceleraţiei ajunge pînă la $256\ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$, pe cînd la turaţia de 95 rot/min acceleraţia este de $28\ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$.

Utilizînd relaţia :

$$a_m = \frac{V_2 - V_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta V}{\Delta t}, \tag{4}$$

se poate calcula valoarea acceleraţiei medii între diferite puncte pe înălţimea dintelui şeverului. Dacă se consideră vîrful dintelui notat cu A şi punctul M situat între polul angrenării şi vîrf, se poate calcula acceleraţia medie pentru turaţia de 290 rot/min a şeverului, în cazul dat :

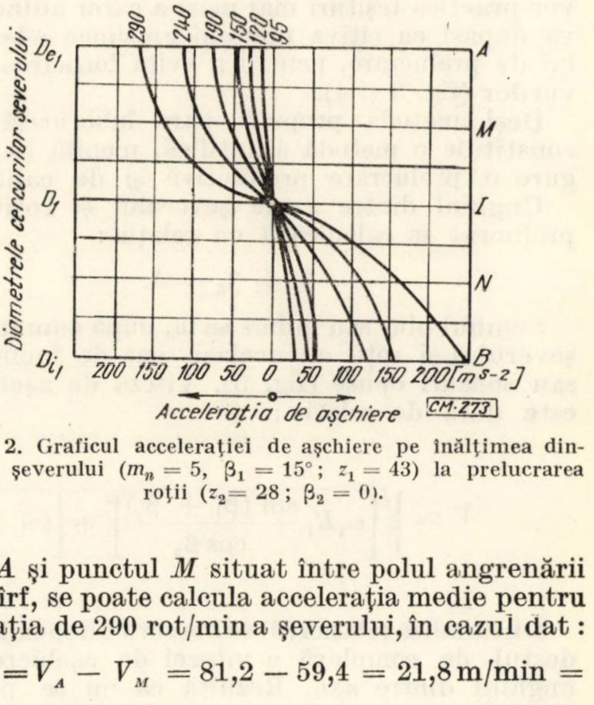


Fig. 2. Graficul acceleraţiei de aşchiere pe înălţimea dinţilor şeverului ($m_n = 5$, $\beta_1 = 15°$; $z_1 = 43$) la prelucrarea roţii ($z_2 = 28$; $\beta_2 = 0$).

$$\Delta V = V_A - V_M = 81{,}2 - 59{,}4 = 21{,}8\ \mathrm{m/min} = 0{,}36\ \mathrm{m/s};$$

$$t_M = \frac{\theta_M}{\omega_1} = \frac{0,419}{30,5} = 0,013\ \text{s};$$

$$t_A = \frac{\theta_A}{\omega_1} = \frac{0,468}{30,5} = 0,0153\ \text{s};$$

$$\Delta t = t_A - t_M = 0,0153 - 0,013 = 0,0023\ \text{s};$$

$$a_{m_{A-M}} = \frac{\Delta V_{A-M}}{\Delta t_{A-M}} = \frac{0,36}{0,0023} = 157\ \text{m}\cdot\text{s}^{-2}.$$

Valoarea obţinută confirmă valabilitatea relaţiei (2) care determină mărimea acceleraţiei în orice punct de pe tăiş.

Pe baza celor elucidate pînă acum, se poate preciza, în continuare modul în care trebuie stabilit adaosul de prelucrare într-un caz concret de finisare prin şeveruire. Astfel, mai întîi se vor trasa diagramele acceleraţiei pentru toate turaţiile maşinii de şeveruit, în funcţie de care se va preciza forma profilurilor dinţilor ce urmează a fi prelucraţi, în scopul evitării şocurilor ce apar datorită valorii mari a acceleraţiei la intrarea şi ieşirea din angrenare. Aceste profiluri se vor modifica de la caz la caz ţinînd seamă de mărimea turaţiei şeverului, de mărimea roţii şi de parametrii calitativi urmăriţi. În toate cazurile, profilul dinţilor modificat, la vîrful şi piciorul dintelui, trebuie să asigure o intrare şi o ieşire din aşchiere lină, fără şocuri. Aceasta se poate asigura prin teşirea profilului la vîrful şi piciorul dintelui, astfel ca angrenarea în aşchie să se facă progresiv. Mărimea teşiturii depinde de alura curbelor de variaţie a acceleraţiei pe înălţimea dinţilor şeverului; astfel, la valori mari ale acceleraţiei, în zona de la vîrful şi piciorul dinţilor se vor practica teşituri mai mari a căror adîncime va depăşi cu cîţiva microni grosimea adaosului de prelucrare, pentru a evita formarea bavurilor (fig. 3 şi 4).

Deşi metoda propusă pare laborioasă, ea constituie o metodă ştiinţifică, menită să asigure o prelucrare productivă şi de calitate.

Unghiul dintre axele şeverului şi roţii de prelucrat se calculează cu relaţia:

$$\beta_1 \pm \beta_2 = \Delta. \tag{5}$$

Semnul plus sau minus se ia, după cum dinţii şeverului şi roţii au acelaşi sens de înclinare sau sensuri opuse (fig. 5). Viteza de aşchiere este dată de relaţia:

$$V \simeq \sqrt{\left[\omega_1 R_1 \frac{\sin(\beta_1 \pm \beta_2)}{\cos\beta_2}\right]^2 + \left[(\omega_1 \cos^3\beta_1 + \omega_2 \cos^3\beta_2)(\operatorname{tg}\theta_{1,2} - \operatorname{tg}\alpha_{1,2})\frac{r_{1,2}}{\cos\beta_{b1,2}}\right]^2}\cdot \tag{6}$$

Din analiza relaţiei (6) se observă o dependenţă destul de complexă a vitezei de aşchiere de unghiul dintre axe. Rezultă că nu se poate stabili — fără a studia — influenţa fiecărui termen în parte — care depinde de unghiul dintre axe — asupra vitezei de aşchiere.

Dacă se analizează primul termen din paranteza pătrată, se conchide că la creşterea unghiului Δ valoarea acestui termen creşte. Deci, viteza de alunecare longitudinală V_1 (prima paranteză pătrată) este mai mare la un unghi Δ dintre axe mai mare.

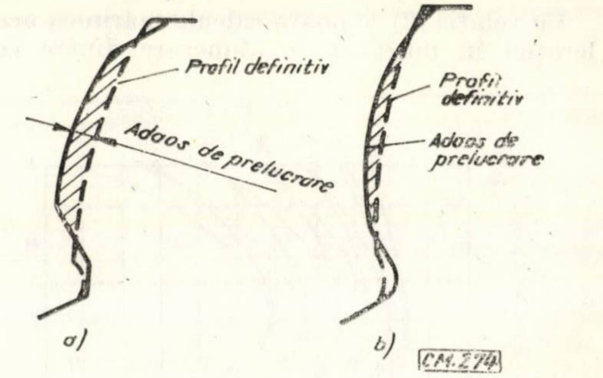


Fig. 3. Formele profilurilor roţilor înainte de şeveruire:
a) după evolventă;
b) după evolventă dublă.

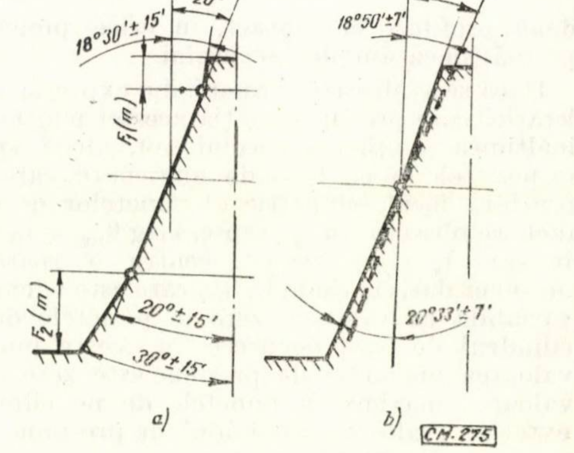


Fig. 4. Profilul cremalierei tăietoare:
a) pentru dinţi după evolventă;
b) pentru dinţi după evolventă dublă.

Analizînd şi al doilea termen din paranteza pătrată, care reprezintă viteza de alunecare a profilelor V_g, se observă că aceasta va scădea prin creşterea unghiului Δ, scăderea lui V_g va fi compensată de o creştere a lui V_1 cu o valoare mai mare care în final conduce la concluzia: creşterea unghiului dintre axe Δ va produce o creştere a vitezei de aşchiere V.

Cele de mai sus sînt elucidate sugestiv în figura 6, unde s-au reprezentat curbele de variație ale vitezei de așchiere în funcție de unghiul dintre axe — pentru cazul considerat anterior $\Delta = \beta_1 + 0 = \beta_1$, $Z_2 = 28$ și un șever $m_n = 5$ mm, $Z_1 = 43$, $\beta_1 = 15°$, în punctele extreme ale vitezei de așchiere (vîrful dinților severului, polul angrenării și piciorul dinților șeverului).

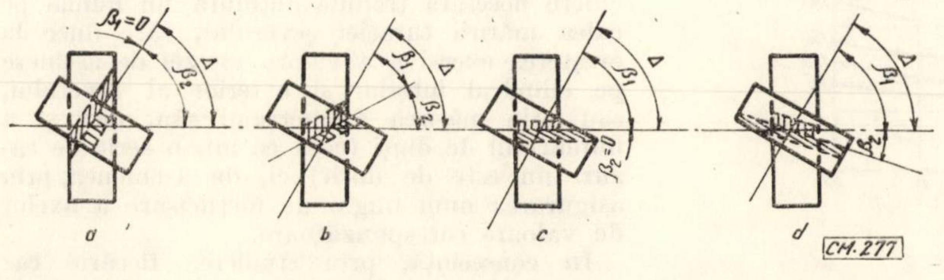


Fig. 5. Pozițiile posibile ale șeverului și roții de prelucrat :

a) șever cu dinți drepți, roată cu dinți înclinați ; *b*) șeverul și roata cu același sens de înclinare a dinților ; *c*) șever cu dinți înclinați, roată cu dinți drepți ; *d*) șeverul și roata cu sensuri diferite de înclinare a dinților.

Pentru punctul de la piciorul dintelui șeverului luat în studiu trebuie să se precizeze că la roțile cu număr mic de dinți diametrul cilindrului de bază este mai mare ca diametrul cilindrului interior. Deci, între cele două diametre nu mai există un profil evolventic, și punctele considerate în studiul de față se referă la punctele de pe cilindrul de bază, pînă unde de fapt poate fi generată evolventa.

În cazul danturilor standardizate se consideră o dreaptă mediană care împarte profilul în două : cap și picior ; capul are înălțimea :

$$a = ym,$$

iar piciorul :

$$b = a + c,$$

unde jocul radial este $c = km$.

Înălțimea totală a dintelui este :

$$h = a + b = 2\ y\,m + km = m\ \ (2\,y + k).$$

Unghiul de angrenare are valoarea $\alpha_r = 20°$, coeficientul jocului radial $k = 0{,}2\ldots0{,}3$, iar coeficientul de înălțime a capului dintelui $y = 1$.

Numărul de dinți Z al roților, pentru care diametrul interior este egal cu diametrul cilindrului de bază, se determină cu relația :

$$Z = \frac{2\,(y + k)}{1 - \cos \alpha_r}. \tag{7}$$

În cazul considerat :

$$Z = \frac{2\,[1 + (0{,}2\ldots0{,}3)}{1 - \cos 20°} =$$

$$= \frac{2{,}4}{0{,}0603} \ldots \frac{2{,}6}{0{,}0603} = 39\ldots43 \text{ dinți.}$$

Deci, pentru cazul luat în studiu, în funcție de mărimea coeficientului jocului radial k, numărul de dinți al roților de prelucrat, la care diametrul cilindrului de bază este egal cu diametrul cilindrului interior, este cuprins între 39 și 43 de dinți, după cum coeficientul jocului radial k ia valori de la 0,2 la 0,3. În concluzie, pentru $Z \geqslant 39\ldots43$ punctul considerat poate fi pe cilindrul interior al roților de prelucrat, și pentru $Z \leqslant 39\ldots43$ punctul considerat va fi pe cilindrul de bază.

Din figurile 6, *a* și 6, *c* se observă existența unei valori pentru viteza de așchiere și atunci cînd unghiul dintre axe este egal cu zero. În acest caz, procesul de șeveruire dispare. Făcînd $\beta_1 = 0$ și $\beta_2 = 0$ în relația (6), se obține o valoare pentru viteza de alunecare a profilelor corespunzătoare oricărui angrenaj cu dinți drepți.

La creșterea unghiului dintre axe pînă la 10°, viteza de așchiere crește foarte puțin, de la această valoare pînă la 20° creșterea vitezei de așchiere este mai accentuată, atingînd valori destul de mari mai ales la baza dinților șeverului.

În figura 6, *b* se observă o variație liniară a vitezei de așchiere, dată de un fascicul de drepte care trec prin originea sistemului ($VO\ \beta_1$), al căror coeficient unghiular este cu atît mai mare, cu cît turația șeverului este mai mare. Aceasta rezultă și din relația :

$$V = 2\pi n_1\ R_1 \sin \beta_1, \tag{8}$$

în care se observă că creșterea lui n_1 este echivalentă cu creșterea coeficientului unghiului dreptei :

$$V = f\,(\beta_1).$$

Analiza făcută permite determinarea unui nou procedeu de alegere a parametrilor de bază ai șeverului.

Pentru îmbunătățirea condițiilor de lucru ale șeverului, în scopul măririi durabilității lui și îmbunătățirii calității roților de prelucrat, se va urmări micșorarea diferenței existente între vitezele de așchiere în zona cilindrilor de rostogolire și viteza de așchiere de pe cilindrul exterior și interior al șeverului.

Micșorarea zonei de variație a vitezei de așchiere pe înălțimea dinților șeverului se poate face alegînd pentru șever un număr de dinți cît mai apropiat de numărul de dinți ai roților de prelucrat sau, altfel spus, alegînd pentru raportul de transmitere o valoare cît mai apropiată de unitate. Pe de altă parte, se va micşora turaţia şeverului în limitele cerute de materialul de prelucrat.

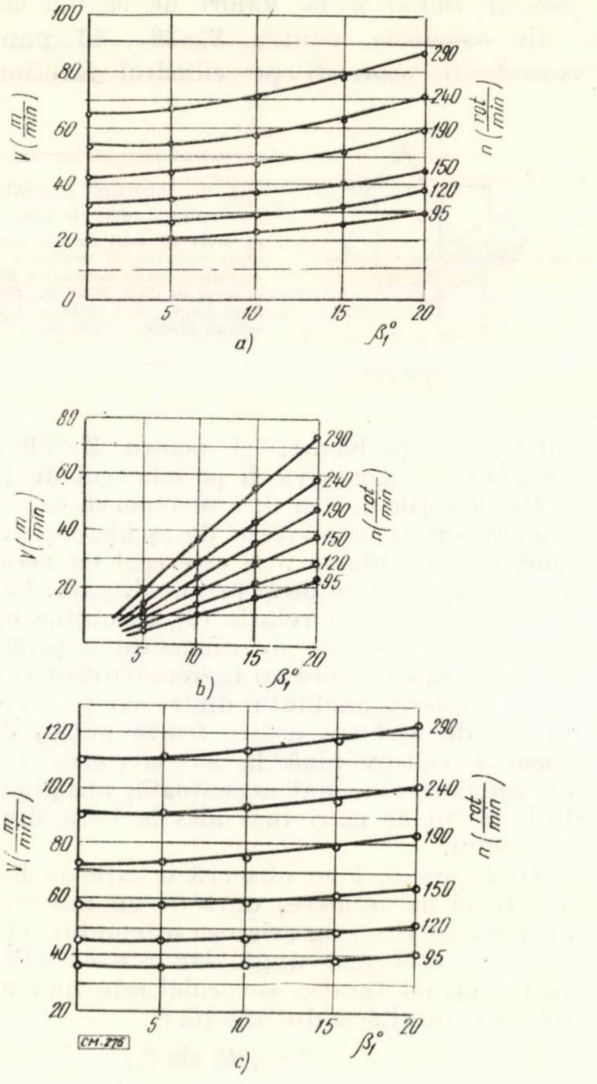


Fig. 6. Variaţia vitezei de aşchiere în funcţie de unghiul dintre axe :

a) în punctele de pe cilindrul exterior al şeverului; b) în punctele de pe cilindrul de rostogolire al şeverului; c) în punctele de pe cilindrul interior al şeverului.

Totodată, se recomandă ca numărul de dinţi al şeverului să fie, pe cît posibil, un număr prim, iar numărul de dinţi al roţilor de prelucrat să nu aibă factori comuni cu acesta. Această condiţie poate fi justificată prin faptul că se urmăreşte continuitatea aşchierii care se asigură mult mai bine în această ipoteză.

Prin alegerea numărului de dinţi pentru şever cît mai apropiat de numărul de dinţi al roţilor, se asigură formarea mai corectă a profilului roţii de prelucrat.

Unghiul de înclinare a dinţilor şeverului se determină în funcţie de unghiul necesar de încrucişare a axelor şeverului şi roţii. Din analiza făcută rezultă că viteza de aşchiere variază considerabil ca valoare, în funcţie de încrucişarea axelor. De aici rezultă că alegerea unghiului de înclinare a liniei elicoidale a dinţilor şeverului şi unghiului de încrucişare a axelor trebuie să se facă ţinînd seamă de viteza de aşchiere necesară unei prelucrări de calitate în cazul unui material dat.

Din cele de mai sus rezultă că viteza de aşchiere necesară trebuie obţinută nu numai pe calea măririi turaţiei şeverului, care duce la creşterea excesivă a valorii vitezei de aşchiere pe cilindrul interior şi exterior al şeverului, sau prin mărirea diametrului său, deci şi a numărului de dinţi (ceea ce într-o serie de cazuri nu este de dorit) ci, de asemenea, prin asigurarea unui unghi de încrucişare a axelor de valoare corespunzătoare.

În consecinţă, prin studierea fiecărui caz concret de prelucrare se poate găsi soluţia optimă corelînd judicios turaţia, numărul de dinţi ai şeverului şi unghiul de încrucişare a axelor.

La cazurile de prelucrare prin şeveruire întîlnite mai frecvent, se utilizează unghiuri de încrucişare a axelor între 10 şi 15°. Pentru roţile cu numărul mare de dinţi care au un număr mare de dinţi în angrenare, se recomandă, mai ales în cazul modulelor mici, unghiuri de încrucişare mai mari (15—20°). Pentru roţile cu număr mai mic de dinţi, se recomandă unghiuri de încrucişare a axelor mai mici (5—10°), mai ales în cazul unor pinioane cu dantură elicoidală cu lăţime mare, precum şi în cazul danturilor interioare.

Din cele de mai sus se observă că unghiurile de încrucişare mari ale axelor contribuie la formarea jocurilor mari în jurul punctului de contact, deci la unghiuri de aşezare mari, ceea ce determină obţinerea unor condiţii mai bune pentru aşchiere. Dar aşchierea cu unghiuri mari, nu este totdeauna avantajoasă, la şeveruire aceasta fiind limitată de alte condiţii.

Tot din analiza prezentată se poate vedea importanţa mare pe care o are profilul roţilor care urmează a fi şeveruite. De aceasta depinde calitatea roţii finite şi durabilitatea şeverului. Prin urmare, proiectarea şeverului trebuie făcută în corelaţie cu proiectarea sculelor de prelucrare a roţii înainte de şeveruire. Degajările la vîrful şi piciorul dinţilor de prelucrat au rolul de a evita şocul produs ce ar rezulta din lovirea muchiei în pragul format de grosimea adaosului de prelucrare. În aceste puncte, muchiile şeverului se vor uza foarte repede, în cazul cînd profilul acestor degajări nu este raţional conceput.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Velicu, S.* Aspecte tehnologice noi privind finisarea prin şeveruire a roţilor dinţate. În: Construcţia de maşini, nr. 3, 1970, p. 182.

CZ 621.87 (09)

Tendinţe constructive şi funcţionale în dezvoltarea macaralelor şi a excavatoarelor macara

Conf. dr. ing. Gh. VLASIU — Institutul de construcţii–Bucureşti

Macaralele cu platformă rotitoare ca şi excavatoarele macara formează o grupă numeroasă de maşini folosite la ridicarea sarcinilor, după traiectorii variate, asigurîndu-se descărcarea sarcinii cu precizie la locul indicat.

Ca urmare a cerinţelor practice, categoria acestor maşini de ridicat a cunoscut şi cunoaşte o dezvoltare continuă. Pe linia îmbunătăţirilor constructive şi funcţionale se conturează în prezent o serie de tendinţe de dezvoltare a acestor maşini: mărirea capacităţii de ridicare; creşterea vitezelor de lucru; mărirea distanţelor de transport; reducerea greutăţii elementelor constructive ale maşinilor; mărirea siguranţei în timpul exploatării; folosirea celor mai eficiente mijloace de acţionare şi acordarea unei atenţii deosebite regimului de lucru tranzitoriu al mecanismelor.

Aceste tendinţe, dar mai ales creşterea vitezelor de exploatare, determină apariţia unor fenomene dinamice în elementele constructive ale macaralelor, precum şi în mecanismele acestora. Prin urmare, pentru o dimensionare corectă precum şi pentru o exploatare raţională a acestor maşini, este necesară cunoaşterea şi studierea fenomenelor dinamice care au loc în elementele şi mecanismele respective.

Macaralele şi excavatoarele macara se caracterizează printr-o funcţionare ciclică în care se disting: faza de pornire (demaraj), faza de regim (de funcţionare stabilizată) şi faza de oprire (frînare).

În perioada mişcărilor tranzitorii, funcţionarea maşinii este însoţită de fenomene dinamice care influenţează mişcarea sarcinii, solicitările dinamice din elementele maşinii şi stabilitatea acesteia.

În cele ce urmează se vor studia unele fenomene dinamice care au loc în perioada de demarare şi de frînare la mecanismele de ridicat ale macaralelor şi excavatoarelor echipate ca macara (fig. 1).

La studierea fenomenelor dinamice şi la determinarea forţelor din elementele mecanismelor de ridicat trebuie să se ţină seamă şi de elasticitatea elementelor constructive ale mecanismului care determină caracterul oscilator al solicitărilor dinamice faţă de media celor rezultate ca urmare a acţiunii forţelor de inerţie.

În acest scop se foloseşte metoda de reducere, considerîndu-se mecanismul de ridicat ca un model mecanic format din două mase rigide, legate între ele cu un element elastic, de masă neglijabilă (fig. 1, *b*).

În figură s-a notat: m_1 — masa motoare, care în cazul mecanismului de ridicat este masa redusă a rotorului motorului şi a elementelor mecanismului de ridicat; m_2 — masa condusă, respectiv masa redusă a sarcinii; k — constanta elastică a elementelor intermediare; s_1 şi s_2 — deplasările celor două mase; Q—sarcina de ridicat (rezistenţă statică); P — forţa motoare exterioară.

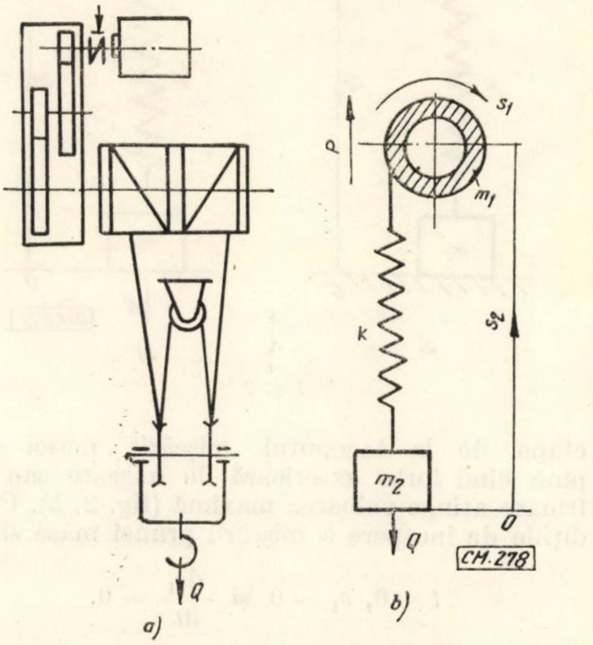


Fig. 1

Sistemul dinamic este supus acţiunii forţelor exterioare, a căror mărime şi direcţie depind de regimul de lucru al mecanismului.

Asupra masei m_1 acţionează forţa motoare P (forţă de demarare şi frînare), iar asupra masei m_2 acţionează forţa rezistenţelor statice Q şi forţa de frînare.

Ridicarea sarcinii poate avea loc în două moduri, şi anume: fie direct de pe sol sau de pe un mijloc de transport, fie cînd aceasta se află suspendată.

În primul caz, ridicarea sarcinii trebuie să fie studiată fără sau cu luarea în considerare a influenţelor tehnologice şi a celor de exploatare.

Ridicarea sarcinii de pe sol, mijloc de transport etc., fără luarea în considerare a influenţelor tehnologice şi a celor de exploatare, reprezintă o ridicare elastică a sarcinii.

În acest caz mişcarea sistemului se desfăşoară în două etape, şi anume: prima etapă, de la începutul mişcării masei m_1, pînă la intrarea în mişcare a masei m_2 (fig. 2, *a*), iar a doua etapă de la începutul mişcării masei m_2, pînă cînd forţa exterioară de mişcare sau de frînare atinge valoarea maximă (fig. 2, *b*). Condiţiile de începere a mişcării primei mase sînt:

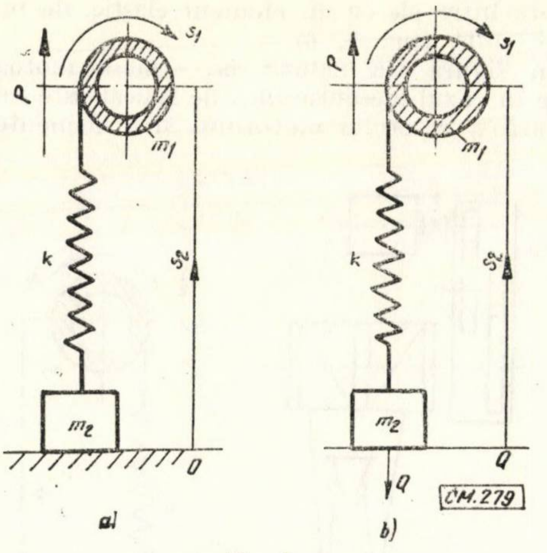


Fig. 2

$$t = 0,\ s_1 = 0 \text{ şi } \frac{ds_1}{dt} = 0.$$

În momentul aplicării forţei motoare exterioare P asupra masei m_1, elementul elastic nu este solicitat de către greutatea sarcinii; în consecinţă se va mişca numai masa m_1, care, datorită deformării elementului elastic, va obţine o viteză egală cu viteza de deformare a acestuia. Acest fenomen determină condiţiile iniţiale de începere a mişcării masei m_2, respectiv de desprindere a sarcinii; astfel, la $t=0$, $s_1 = \frac{Q}{k}$ şi $\frac{ds_1}{dt} = v_\tau$, v_τ fiind viteza de deformare a elementului elastic.

Ridicarea sarcinii de pe sol etc., cu luarea în considerare a influenţelor tehnologice şi a celor de exploatare reprezintă o ridicare cu şocuri a sarcinii (fig. 3).

În acest caz mişcarea sistemului se va desfăşura în trei etape. În prima etapă corespunzătoare parcurgerii de către masa m_1 a spaţiului δ, masa m_1 va obţine o viteză iniţială v_0 (fig. 3, *a*). Condiţiile iniţiale pentru această etapă sînt la $t = 0$, $s_1 = \frac{Q}{k}$ şi $\frac{ds_1}{dt} = v_0$. În a doua etapă de la începerea deformării elementului elastic pînă la intrarea în mişcare a masei m_2, m_1 va parcurge spaţiul $\delta+s_1$, iar viteza acesteia va deveni v_0 şi v_τ (fig. 3*b*). Condiţiile pentru intrarea în mişcare a masei m_2 sînt: la $t=0$; $s_1 = \frac{Q}{k}$ şi $\frac{ds_1}{dt} = v_0+v_\tau$. A treia etapă durează de la intrarea în mişcare a masei m_2 şi pînă cînd forţa exterioară de mişcare sau de frînare va atinge valoarea maximă (fig. 3, *c*).

În cazul al doilea (al ridicării sarcinii suspendate), forţele elastice din sistem sînt egale cu forţele rezistenţelor statice chiar la începutul ridicării, respectiv are loc intrarea simultană în mişcare a celor două mase, iar condiţiile iniţiale sînt:

$$t = 0,\ s_1 = \frac{Q}{k} \text{ şi } \frac{ds_1}{dt} = 0.$$

În cele ce urmează se va studia şi cazul de frînare a primei mase, cînd sarcina coboară şi forţele de inerţie au acelaşi sens cu greutatea sarcinii, caz în care momentul de demarare şi cel de frînare au valori maxime.

Determinarea solicitărilor dinamice din elementele mecanismului de ridicat pentru ridicarea elastică a sarcinii. În prima perioadă a mişcării sistemului, valoarea deplasării s_1 a masei m_1 este determinată de către deformarea elementelor elastice, iar forţa din aceste elemente este dată de produsul $ks_1 = P_a$, unde k este constanta elastică a elementelor.

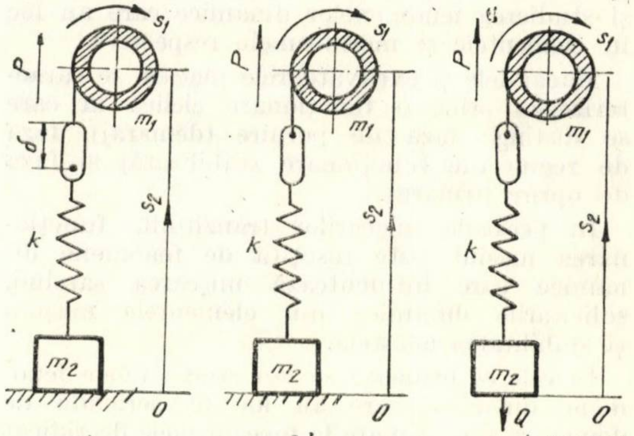


Fig. 3

Ecuaţia diferenţială a mişcării sistemului în această perioadă este:

$$P - m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} = k\, s_1. \quad (1)$$

Soluţia generală a ecuaţiei (1) este de forma:

$$s_1 = A_1 \sin \omega_1 t + B_1 \cos \omega_1 t + C_1, \quad (2)$$

unde:

$C_1 = \frac{P}{k}$ reprezintă soluţia particulară a ecuaţiei;

$\omega_1 = \sqrt{\frac{k}{m_1}}$ — pulsaţia proprie a sistemului.

Folosind condiţiile iniţiale specifice acestei etape se obţine $A_1 = 0$, $B_1 = -\frac{P}{k}$.

După înlocuirea valorilor lui A_1 B_1 şi a lui C_1, se obţine:

$$s_1 = -\frac{P}{k} \cos \omega_1 t + \frac{P}{k} = \frac{P}{k}(1 - \cos \omega_1 t), \quad (3)$$

Ţinînd seamă că forţa P_d este determinată de produsul $k\,s_1$ relaţia (3) devine:

$$P_d = P\,(1 - \cos \omega_1 t), \quad (4)$$

care pentru $\omega t = \pi$ şi $\cos \omega t = \cos \pi = -1$, ia valoarea maximă:

$$P_{d\,\max} = 2\,P_{\max}. \quad (5)$$

În momentul terminării primei etape, cînd există egalitatea $Q = P$, $t = \tau$ şi $s_\tau = \frac{Q}{k}$, relaţia (3) devine:

$$s_1 = s_\tau = \frac{Q}{k}\,(1 - \cos\,\omega_1\,\tau),$$

unde:

τ este timpul în care se desfăşoară prima etapă, respectiv timpul de deformare a elementelor elastice şi a cărui valoare se determină cu expresia:

$$\tau = \sqrt{\frac{m_1}{k}}\ \text{arc cos}\ \frac{P - Q}{k}. \quad (5')$$

Viteza obţinută de masa m_1 la finele etapei va fi:

$$v_\tau = \sqrt{\frac{Q\,(2P - Q)}{m\,k}}. \quad (5'')$$

În cea de-a doua perioadă a mişcării sistemului are loc intrarea în mişcare a masei m_2, cînd valoarea deformaţiei elementului elastic este determinată de către diferenţa deplasărilor liniare s_1 şi s_2 ale celor două mase m_1 şi m_2, iar forţa P_d din elemente este $P_d = (s_1 - s_2)\ k$.

Aplicînd fiecărei mase legea lui Newton, ecuaţiile diferenţiale ale mişcărilor celor două mase, pentru $t_1 = t - \tau$ sînt:

$$P - m_1 \frac{d^2\,s_1}{dt_1^2} = (s_1 - s_2)\,k, \quad (6)$$

$$Q + m_2 \frac{d^2\,s_2}{dt_1^2} = (s_1 - s_2)\,k.$$

Exprimînd valoarea lui $\frac{d^2\,s_2}{dt^2}$ în funcţie de $\frac{d^2\,s_1}{dt^2}$ şi înlocuind-o în una dintre ecuaţiile (6), se obţine o ecuaţie diferenţială neomogenă pentru mişcarea masei m_1:

$$\frac{m_1\,m_2}{k} \cdot \frac{d^4\,s_1}{dt^4} + (m_1 + m_2)\,\frac{d^2\,s_1}{dt^2} = P - Q. \quad (7)$$

Eliberînd ecuaţia (7) de partea dreaptă, se obţine o ecuaţie diferenţială de gradul cinci:

$$\frac{m_1\,m_2}{k} \cdot \frac{d^5\,s_1}{dt^5} + (m_1 + m_2)\frac{d^3\,s_1}{dt^3} = 0. \quad (8)$$

Rădăcinile ecuaţiei caracteristice ecuaţiei diferenţiale (8) vor fi $r_1 = r_2 = r_3 = 0$ şi:

$$r_4 = r_5 = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)\,k}{m_1 \cdot m_2}} = \pm\,i\,\omega_2, \quad (9)$$

unde: ω_2 este pulsaţia sistemului oscilant.

Soluţia generală a ecuaţiei (7) se găseşte sub forma:

$$s_1 = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)\,k}\sqrt{\frac{m_2}{m_1 + m_2}\,Q\,(2P - Q)}\,\sin \omega_2(t - \tau) -$$
$$-\left(\frac{m_2}{(m_1 + m_2)\,k}\right)^2 (P - Q)\,\cos\,\omega_2\,(t - \tau) + \frac{P}{k} +$$
$$+\left(\frac{m_2}{(m_1 + m_2)k}\right)^2 (P - Q) + \frac{1}{m_1 + m_2} \cdot$$
$$\cdot \sqrt{\frac{m_1}{k}\,Q\,(2\,P - Q)}\,(t - \tau) + \frac{P - Q}{2\,(m_1 + m_2)}(t - \tau)^2, \quad (10)$$

şi analog, se poate scrie expresia pentru s_2:

$$s_2 = \frac{m_2}{(m_1 + m_2)\,k}\sqrt{\frac{m_2}{m_1 + m_2}\,Q(2P - Q)}\,\sin\,\omega_2(t - \tau) +$$
$$+ \frac{m_1\,m_2}{(m_1 + m_2)^2 k}\,(P - Q)\cos\,\omega_2\,(t - \tau) - \frac{m_1\,m_2}{(m_1 + m_2)^2\,k} \cdot$$
$$\cdot (P - Q) + \frac{1}{m_1 + m_2}\sqrt{\frac{m_1}{k}\,Q\,(2P - Q)}\,(t - \tau) +$$
$$+ \frac{P - Q}{2\,(m_1 + m_2)}\,(t - \tau)^2. \quad (11)$$

Forţa din elementul elastic, avînd în vedere relaţia (5′), ia forma :

$$P_d = \sqrt{\frac{m_1}{m_1 + m_2} Q (2P - Q)} \sin \omega_2 (t - \tau) -$$

$$- \frac{m_1}{m_1 + m_2} (P - Q) \cos \omega_2 (t - \tau) +$$

$$+ \frac{Q m_1 + P m_2}{m_1 + m_2}. \qquad (12)$$

Notînd coeficientul lui $\sin \omega_2 (t - \tau)$ prin D_1 şi al lui $\cos \omega_2 (t - \tau)$ prin E_1 şi folosind relaţia :

$$D_1 \sin \omega_2 (t - \tau) + E_1 \cos \omega_2 (t - \tau) = \\ = \lambda \sin [\omega (t - \tau) + \psi],$$

ecuaţia (12) devine :

$$P_d = \frac{m_1 Q + m_2 P}{m_1 + m_2} + \lambda \sin [\omega_2 (t - \tau) + \psi], \qquad (13)$$

unde :

$$\lambda = \sqrt{D_1^2 + E_1^2} \text{ şi } \psi = \operatorname{arc\,tg} \frac{E_1}{D_1}.$$

După efectuarea operaţiilor necesare, valoarea maximă a forţei din elementele elastice se exprimă prin relaţia :

$$P_{d\,max} = \frac{m_1 Q + m_2 P_{max}}{m_1 + m_2} \pm \\ \pm \sqrt{\left(\frac{m_1 Q + m_2 P_{max}}{m_1 + m_2}\right)^2 - Q^2 \frac{m_1}{m_1 + m_2}}. \qquad (14)$$

Din ecuaţia (14), rezultă că valoarea maximă a forţei din elementul elastic, în cazul aplicării instantanee a forţei exterioare, nu depinde explicit de elasticitatea elementului intermediar.

Dar, dacă nu s-ar fi luat în considerare elasticitatea legăturii celor două mase, „adaosul dinamic'' ar fi fost de două ori mai mic.

De asemenea, din aceeaşi expresie rezultă că, datorită luării în considerare a forţei rezistenţelor statice Q, amplitudinea oscilaţiilor forţei din elementul elastic este totdeauna mai mică decît media rezistenţelor statice şi a forţei de inerţie a masei m_2.

Dacă se exprimă valoarea primilor termeni ai ecuaţiei (14), prin valoarea medie a acceleraţiei, care în acest caz este :

$$a_m = \frac{P_{max} - Q}{m_1 + m_2},$$

aceasta devine :

$$P_d = Q + a_m m_2 \pm \sqrt{(Q + a_m m_2)^2 - Q^2 \frac{m_2}{m_1 + m_2}}, \qquad (15)$$

iar valoarea coeficientului dinamic se exprimă ca raportul dintre $P_{d\,max}$ şi media forţelor rezistenţelor statice şi a forţei de inerţie a masei m_2.

Valoarea coeficientului dinamic depinde într-o mare măsură de valoarea raportului dintre forţa motoare şi rezistenţele statice $\frac{P_{max}}{Q}$, precum şi de raportul celor două mase. În cazul în care valoarea acestor rapoarte tinde către zero, coeficientul dinamic tinde către valoarea 2.

De regulă, prin metodele obişnuite folosite la determinarea forţelor dinamice din elementele elastice se ţine seamă numai de primii doi termeni ai expresiei (15), iar al doilea termen, $\sqrt{(Q + a\, m_2)^2 - Q \frac{m_2}{m_1 + m_2}}$, ce caracterizează amplitudinea oscilaţiilor forţelor dinamice, se „acoperă'' prin coeficientul de siguranţă.

Determinarea solicitărilor dinamice din elementele mecanismului de ridicat pentru ridicarea cu şocuri a sarcinii. În cazul excavatoarelor cu legătură elastică şi în special a macaralelor, jocurile de exploatare se datoresc formării de bucle la cabluri, al cărui efect practic poate fi asimilat cu jocurile din lanţul cinematic al mecanismului respectiv.

Modelul mecanic pentru determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului este reprezentat în figura 3. Pe figură s-a notat cu δ jocurile tehnologice şi de exploatare, celelalte notaţii fiind cele folosite anterior.

După cum s-a arătat mai înainte, în acest caz mişcarea sistemului se desfăşoară în trei etape. Prima etapă marchează parcurgerea de către masa m_1 a spaţiului δ, iar viteza masei la finele acestei etape se exprimă prin relaţia :

$$v_0 = \sqrt{\frac{2P\delta}{m_1}}, \text{ m/s}. \qquad (16)$$

În etapa a doua a mişcării sistemului ($Q > P$ şi $\tau > t$) ecuaţia diferenţială a mişcării masei m_1 este dată de expresia (1).

Prin folosirea condiţiilor stabilite pentru această etapă valoarea forţei dinamice este :

$$P_d = A_1 \cos \omega_1 t + B_1 \sin \omega_1 t + C_1, \qquad (17)$$

unde :

$$C_1 = P,\ A_1 = -P,\ B_1 = \frac{v_0}{\omega_1},\ \omega = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Forţa dinamică maximă din elementul elastic va fi determinată de către relaţia:

$$P_{d\,max} = \sqrt{A^2 + B^2} + C_1 = P_{max}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{v_0^2 k m_1}{P_{max}}}\right]. \qquad (18)$$

După înlocuirea valorii lui v_0 din expresia (16) relaţia (18) devine:

$$P_{d\,max} = P_{max}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2k\,\delta}{P_{max}}}\right).$$

În acest caz coeficientul dinamic este:

$$k = 1 + \sqrt{1 + \frac{2k\,\delta}{P_{max}}}. \qquad (19)$$

Din expresie rezultă că în cazul avut în vedere, coeficientul dinamic depăşeşte valoarea 2, depăşire care depinde de valoarea constantei elastice şi a jocurilor din lanţul cinematic. În etapa a treia cînd $P \gg Q$ şi $t \gg \tau$, are loc începerea mişcării şi a masei m_2, în care caz mişcarea sistemului este determinată de ecuaţiile diferenţiale (6).

Prin folosirea condiţiilor iniţiale stabilite pentru această etapă, forţa dinamică din elementul elastic se exprimă astfel:

$$P_d = D_1 \sin \omega_2 t + E_1 \cos \omega_2 t + C_2, \qquad (20)$$

unde:

$$C_2 = \frac{Pm_2 + Qm_1}{m_1 + m_2},$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{v_0^2\, m_1 m_2 + (2P - Q)\, Qm_2}{m_1 + m_2}},$$

$$E_1 = \frac{(P - Q)\, m_2}{m_1 + m_2},$$

iar ω_2 reprezintă pulsaţia proprie a sistemului şi se determină cu relaţia (9).

Valoarea maximă a forţei dinamice din elementele elastice se exprimă prin relaţia:

$$P_{d\,max} = \sqrt{D_1^2 + E_1^2} + C_2 = \frac{Qm_1 + Pm_2}{m_1 + m_2} + \sqrt{\left(\frac{Pm_2 + Qm_2}{m_1 + m_2}\right)^2 + \frac{m_1(v_0^2 k - Q)}{m_1 + m_2}}. \qquad (21)$$

Determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de ridicat — sarcină suspendată — în cazul demarării în sensul ridicării sarcinii şi în cazul frînării primei mase cînd sarcina coboară. Pentru ambele cazuri, condiţiile iniţiale sînt:

$$\text{la } t = 0,\ s_1 - s_2 = \frac{Q}{k} \text{ şi } \frac{ds_1}{dt} - \frac{ds_2}{dt} = 0\ .$$

În cazul demarării mecanismului în sensul ridicării sarcinii forţa dinamică din elementul elastic va fi:

$$P_a = A_2 \sin \omega_2 t + B_2 \cos \omega_2 t + C_2 \qquad (22)$$

unde:

$$C_2 = -\frac{Pm_2}{(m_1 + m_2)} + Q\,;\ A_2 = 0\,;$$

$$B_2 = -\frac{Pm_2}{k\,(m_1 + m_2)},$$

ω_2 reprezintă pulsaţia proprie şi se determină cu relaţia (9).

După înlocuirea coeficienţilor, forţa dinamică va avea forma:

$$P_d = \frac{P\,m_2}{m_1 + m_2}(1 - \cos \omega_2 t) + Q. \qquad (23)$$

Deoarece, în timpul demarajului se menţine în mod continuu inegalitatea $P > Q$, valoarea forţei maxime va avea loc pentru $t = \frac{1}{2}\,T$, T fiind perioada vibraţiilor proprii:

$$P_{d\,max} = \frac{2Pm_2}{m_1 + m_2} + Q = 2\,a_2 m_2 + Q, \qquad (24)$$

unde:

a_2 este acceleraţia de demarare a masei m_2.

În cazul frînării primei mase, cînd sarcina coboară, forţa dinamică din elementul elastic este dată de o relaţie similară cu (22), în care C_2 conţine forţa T de frînare:

$$P_a = A_2 \sin \omega_2 t + B_2 \cos \omega_2 t + C_2, \qquad (25)$$

unde:

$$C_2 = \frac{Tm_2}{m_1 + m_2} + Q\,; A_2 = 0;\ B_2 = -\frac{Tm_2}{k\,(m_1 + m_2)}.$$

După înlocuirea coeficienţilor, valoarea forţei dinamice din elementele elastice ia forma:

$$P_d = \frac{Tm_2}{m_1 + m_2}(1 - \cos \omega_2 t) + Q, \qquad (26)$$

iar valoarea maximă a acestei forţe este:

$$P_{d\,max} = \frac{2\,Tm_2}{m_1 + m_2} + Q = 2\,a'_2 m_2 + Q, \qquad (27)$$

unde a'_2 este acceleraţia de frînare a masei m_2.

Din relaţiile (24) şi (27) rezultă că, în timpul demarării sau frînării, valoarea forţei maxime din elementele elastice ale mecanismului constă din suma forţelor rezistenţelor statice ale mişcării şi dublul forţei de inerţie a masei conduse m_2.

Rezultă deci că luarea în considerare a elasticităţii elementelor din lanţul cinematic al mecanismului de ridicat conduce la dublarea componentei dinamice a forţei din aceste elemente.

Generalizînd concluziile, de exemplu pentru un sistem format din trei mase (fig. 4), forţele dinamice se pot determina cu expresia:

$$P_{12\max} = \frac{2P\,(m_2 + m_3)}{m_1 + m_2 + m_2} + Q = 2\,a_2\,m_2 + 2\,a_3\,m_3 + Q, \tag{28}$$

$$P_{23\max} = \frac{2\,P_{m3}}{m_1 + m_2 + m_3} + Q = 2\,a_3\,m_3 + Q. \tag{29}$$

Sensul fizic al acestor expresii constă în aceea că valoarea maximă a forţelor din primul element elastic este egală cu suma forţelor rezistenţelor statice Q la care se adaugă dublul mediei forţelor de inerţie a maselor conduse $m_2 + m_3$, iar valoarea maximă a forţelor din al doilea element elastic este egală cu suma forţelor rezistenţelor statice Q la care se adaugă dublul mediei forţelor de inerţie a masei conduse m_3. O astfel de situaţie este posibilă deoarece în cazul real al unor macarale, pulsaţiile proprii ale celor două elemente elastice se află în raportul $\omega_2^2 \gg \omega_1^2$.

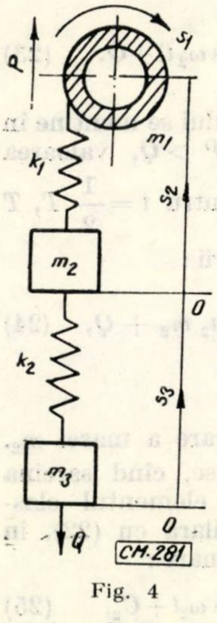


Fig. 4

Concluzii. Pentru a se evita supraîncărcările elementelor mecanismelor de ridicat, este necesară demararea şi frînarea masei celei mai mari, adică a masei motoare. De aici rezultă şi poziţia pe care trebuie să o ocupe unele organe de maşini cu masă mare (jucînd rolul de volant), în cadrul mecanismului sau subansamblului de maşină.

Determinarea şi cunoaşterea forţelor dinamice din elementele elastice ale mecanismelor fără a se lua în considerare jocurile tehnologice şi cele de exploatare constitue o problemă foarte importantă pentru calculul de rezistenţă şi durabilitate a organelor de maşini sau a mecanismului în ansamblu.

Determinarea valorilor reale ale forţelor dinamice din elementele elastice ale mecanismelor trebuie efectuată cu luarea în considerare şi a jocurilor tehnologice şi a celor de montaj, deoarece valoarea acestor forţe depinde, într-o mare măsură, de mărimile jocurilor şi de rigiditatea elementelor.

Metodologia de determinare a coeficientului dinamic nu este suficient de fundamentată dacă la determinarea acestuia, pe lîngă tipul mecanismului şi domeniul său de folosire, nu se ţine seamă şi de raportul forţelor exterioare care acţionează asupra mecanismului, precum şi de raportul maselor sistemului aflat în mişcare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Volkov, D. P.* Dinamika i procinosti odnokovşevîh exkavatorov. Moscova, Maşinostroenie, 1966.

[2] *Buzdugan, Gh.* şi *alţii*. Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia maşinilor. Bucureşti. Editura tehnică, 1958.

[3] *Vlasiu, Gh.* Consideraţii asupra solicitărilor dinamice, prin şoc, în elementele maşinilor. În: Buletinul ştiinţific al Institutului de construcţii, Bucureşti, nr. 19, 1967.

[4] *Vlasiu, Gh.* Tendinţe noi în construcţia şi folosirea maşinilor de terasamente. Bucureşti, I.D.T., 1968.

Documentare

Sip-Suedia

21.11.1969

Ordinatorul deserveşte un petrolier suedez

Unul dintre cele mai mari vase ale marinii comerciale suedeze, petrolierul de 210 000 t, ,,Sea Sovereign'', a fost livrat de curînd de către şantierele navale Kockums din Malmö. Pe lîngă diferite inovaţii tehnice, vasul dispune şi de un ordinator central, de tip ASEA-1700.

La început, ordinatorul va fi folosit pentru controlul maşinilor, al operaţiilor de încărcare-descărcare şi pentru navigaţie. În curînd i se vor adăuga şi alte programe pentru navigaţie prin satelit şi analiză radar.

Ordinatorul este instalat în camera de comandă a maşinilor. Folosirea tablourilor speciale de comandă devine inutilă, deoarece operatorul poate comunica prin intermediul a trei maşini de scris, din care una este instalată pe punte, una în camera de control pentru operaţiile de încărcare-descărcare, a treia fiind conectată la ordinator.

Petrolierul este al doilea din cele 7 vase de 210 000 t comandate şantierelor Kockums. El are 316 m în lungime, 488 m lăţime şi este înzestrat cu 4 pompe principale de încărcare, fiecare avînd un debit de 4 100 m^3/h. Unele dintre compartimente formează un sistem stabilizator comunicant, toate fiind echipate cu purificatoare.

Maşina de propulsie, construită pentru a putea funcţiona automat 16 ore din 24, este o turbină cu aburi Kockums-Stal-Laval AP 32, de 32 000 CP, cu o viteză de 16,1 noduri. Dispozitivele convenţionale de comandă pneumatică au fost înlocuite cu comenzi electronice în scopul de a permite adaptarea la comanda după program.

Echipajul petrolierului se compune din 34 persoane. Un tehnician specializat răspunde de ordinator şi de instalaţiile electronice.

21.11.1969

Perete plutitor pentru combaterea poluării apelor

O nouă invenţie suedeză a fost pusă la punct în vederea combaterii poluării apelor mării prin descărcări de produse petroliere.

Această invenţie care recent a salvat o parte din coasta meridională a Suediei de poluare, după naufragiul unui petrolier, consistă în pereţi sau baraje plutitoare, de 60 cm înălţime. Pereţii sînt realizaţi din foi de PVC şi cuprind buzunare sudate dintre care unele sînt lestate şi altele acţionează ca flotori sau stabilizatori. Pereţii sînt fabricaţi în secţiuni de cîte 50 m lungime şi pot fi combinate la orice lungime totală dorită. Foarte ieftin, peretele poate fi folosit chiar de mai multe ori. Se pare că el se dovedeşte eficient chiar cînd marea este agitată. O variantă modificată permite ca peretele să fie tras între două remorchere, în timp ce un al treilea vas aspiră produsele petroliere acumulate.

28.11.1969

Un petrolier de mare tonaj

Şantierul de construcţii navale Götaverken a construit cel mai mare vas realizat pînă în prezent în Suedia : petrolier ,,Veni'', de 227 425 t. Acest petrolier este primul dintr-o comandă de 11 vase de această mărime a şantierelor din Göteborg.

Lungimea totală a vasului este de 332 m, lăţimea de gabarit de 45,6 m şi înălţimea de 26,7 m. Volumul de încărcare este de 280 milioane litri de produse petroliere, ceea ce corespunde la 12 000 vagoane cisterne.

Vasul dispune de o turbină cu aburi Götaverken-Stal-Laval AP de 32 450 CP la 86 rot/min pentru o viteză de 16 noduri.

Turbina poate fi comandată de pe puntea de comandă sau din camera maşinilor. Parţial, comanda este automatizată.

C. A.

Maşinostroitel

nr. 11, 1969

A. I. Koniuh şi A. A. Furems. **Controlul de autor şi calitatea utilajelor**

O metodă de creştere a calităţii utilajelor de prelucrare mecanică constă în controlul de autor. Prin control de autor se înţelege urmărirea continuă şi sistematică, de către proiectant, a fabricaţiei utilajelor, inclusiv modernizarea acestora în toate etapele de proiectare, execuţie, exploatare şi reparaţie.

În construcţia de maşini şi dispozitive controlul de autor nu este suficient de răspîndit, fiind în general aplicat numai la nivelul exemplarelor experimentale. Extinderea metodei la producţia de unicate şi de serie mică este legată de precizarea unor sarcini specifice atît pentru ansamblul sectorului de proiectare, cît şi pentru proiectanţii diferitelor maşini, dispozitive şi organe.

Metodele de examinare a frecvenţei defecţiunilor în funcţie de cauzele generării lor, depistarea componentelor maşinilor-unelte şi liniilor automate susceptibile de defecţiuni, permit stabilirea căilor celor mai eficiente de creştere a siguranţei de funcţionare a utilajelor. Astfel, analiza defecţiunilor apărute la încercarea şi exploatarea maşinilor agregat şi liniilor automate fabricate la uzina de linii automate din Minsk a arătat că deficienţele se produc ca urmare a erorilor constructive şi tehnologice, a lipsurilor din fabricaţie, precum şi a deservirii necorespunzătoare. La încercarea a 15 linii automate au fost înregistrare 87 defecţiuni, dintre care 63 % datorite siguranţei slabe de funcţionare a organelor componente, 28 % datorite erorilor de fabricaţie şi montaj şi 9 % datorite neajunsurilor constructive. Prin cercetarea liniilor automate LM 129, LM 215 şi LM 225 aflate în serviciu, s-a stabilit că cele mai multe defecţiuni (38 %) au fost generate de lipsuri din exploatare, deservire şi reparaţie, defecţiunile aferente siguranţei necorespunzătoare de funcţionare a organelor, erorilor de fabricaţie şi montaj şi neajunsurilor constructive ridicîndu-se la 18 %, 13 % şi respectiv 31 %.

Majoritatea cauzelor de defecţiuni apar în stadiul iniţial de exploatare a utilajelor. Îndepărtarea acestor cauze necesită un consum relativ mic de timp şi de mijloace, asigurînd creşterea însemnată a preciziei execuţiei, productivităţii şi durabilităţii utilajelor. Astfel, la exploatarea liniei automate LM 157 la uzina de automobile din Gorki s-au semnalat deficienţe la patru mecanisme de presare a unor bucşe în prese prelucrate pe linie ; lucrări de mică amploare (montarea unor suporţi cu bucşe de ghidare, îndepărtarea faţetelor de ieşire la bucşele alimentatorului) au permis eliminarea defecţiunilor.

Din practica serviciului special pentru construcţii de linii automate din Minsk s-a constatat că înainte de proiectarea noilor linii automate este raţional să se studieze utilaje similare aflate în exploatare. De exemplu, productivitatea estimată pentru liniile automate LM 266 şi LM 267, concepute cu considerarea rezultatelor din exploatarea liniilor LM 85 şi LM 86, a crescut cu 20 %, prilejuind execuţia a 20 000 piese pe an în fiecare linie. În plus, numărul de maşini din fiecare linie a fost micşorat de la 15 la 12, prin reducerea numărului de operaţii şi de treceri.

Unificarea mecanismelor de forţă şi auxiliare, a dispozitivelor de transport şi de strîngere, a permis trecerea la unificarea şi tipizarea tuturor soluţiilor constructive, la un sistem unitar de simbolizare şi întocmire a documentaţiei, determinînd creşterea calităţii fabricaţiei utilajelor, scurtarea lansării în exploatare şi uşurarea deservirii. Micşorarea numărului de defecţiuni a fost posibilă şi datorită folosirii aparaturii de eficienţă înaltă, de exemplu comutatorul de cale fără contacte BVK—24, şi a noilor elemente exterioare ale circuitelor electrice, de exemplu tuburi flexibile metalice cu acoperire de policlorvinil.

Organizarea controlului de autor depinde de specificul fabricaţiei utilajului fabricat. O schemă posibilă de organizare este prezentată în figura 1. Conform acestei scheme, legătura proiectantului cu producţia se realizează pe două căi. Pe calea directă, constructorul examinează fabricaţia şi exploatarea, ceea ce este marcat în schemă prin linii întrerupte ; calea indirectă, indicată prin linii continue, asigură valorificarea rezultatelor practice în etapele ulterioare de proiectare. Diferitele laturi ale controlului prezintă o eficienţă corespunzătoare. De exemplu, verificarea regularităţii exploatării prilejuieşte colaborarea cu producătorul la introducerea tehnicii noi şi formularea unor recomandări pentru deservirea liniilor, pentru organizarea reparaţiilor, modernizării şi reglajelor.

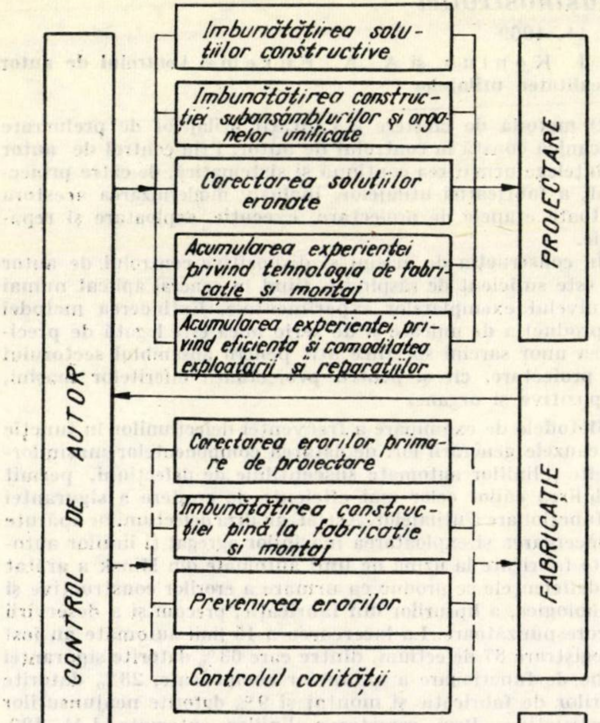

Imbunătăţirea soluţiilor constructive
Imbunătăţirea construcţiei subansámblurilor şi organelor unificate
Corectarea soluţiilor eronate
Acumularea experienţei privind tehnologia de fabricaţie şi montaj
Acumularea experienţei privind eficienţa şi comoditatea exploatării şi reparaţiilor
Corectarea erorilor primare de proiectare
Imbunătăţirea construcţiei pînă la fabricaţie şi montaj
Prevenirea erorilor
Controlul calităţii
Verificarea regularităţii exploatării
Recomandări pentru exploatare
Acordarea de existenţă la asimilarea şi organizarea reparaţiilor
Recomandări privind modernizarea şi modificarea componenţei
CONTROL DE AUTOR
PROIECTARE
FABRICAŢIE
EXPLOATARE
CM 358

Fig. 1

G. Z.

G. B. Lurie. Rectificarea cu bandă

În prelucrarea mecanică s-au răspîndit în ultimii ani maşinile de rectificat cu bandă. Banda de rectificat, acoperită cu particule abrazive, este aplicată pe zona de prelucrare prin intermediul unor discuri sau plăci de contact. Procedeul este utilizat la uzinarea semifabricatelor forjate şi turnate, a tablelor şi laminatelor, a ţevilor şi barelor cu diametrul cuprins între 1,6 şi 230 mm. De asemenea, se foloseşte la curăţirea cusăturilor sudate, la ascuţirea sculelor de aliaje dure, la finisarea pieselor de oţel, lemn, mase plastice şi sticlă. Dezvoltarea rectificării cu bandă este legată de apariţia maşinilor-unelte specializate pentru prelucrarea paletelor de turbină şi a altor piese cu configuraţie complicată.

Faţă de rectificarea cu discuri, rectificarea cu bandă asigură : intensificarea îndepărtării de material, datorită suprafeţei de aşchiere mai mari ; posibilitatea echilibrării preliminare a pieselor de revoluţie care susţin banda ; micşorarea probabilităţii de apariţie a arsurilor, deoarece suprafaţa mare de lucru determină un eficient transfer de căldură ; timp scurt de schimbare a benzii (1—3 min) şi de instruire a muncitorilor (de ordinul a 2 ore) ; posibilitatea de modificare a proprietăţilor aşchietoare ale benzii prin schimbarea durităţii şi formei piesei de contact ; conservarea în timpul prelucrării a vitezei de deplasare a benzii şi a razei de curbură ; posibilitatea prelucrării productive a suprafeţelor profilate ; micşorarea cheltuielilor de achiziţie ; creşterea stabilităţii la vibraţii a sistemului, datorită elasticităţii mari a benzii. Dezavantajele prelucrării cu bandă abrazivă constau în dificultăţile de realizare a unei precizii înalte de execuţie şi în cele de rectificare a pragurilor ascuţite şi a oţelului, cu granulaţia 4 sau mai mică.

Banda abrazivă se fabrică la lăţimi cuprinse între 6,3 şi 2 200 mm şi lungimi de 280—15 200 mm. Granulaţia abrazivului, între 80 şi 4, se alege în funcţie de adîncimea de prelucrare şi calitatea impusă suprafeţei. Îmbunătăţirea calităţii benzilor s-a obţinut în ultimul timp prin intensificarea controlului formei şi dimensiunilor grăunţilor şi al distanţei dintre aceştia ; în plus, s-au creat lianţi sintetici pentru fixarea grăunţilor şi s-au elaborat metode de îmbinare a capetelor benzii. Pentru materialul de bază se folosesc anumite sorturi de hîrtie, cu rezistenţă la rupere peste 30 kgf/cm^2, ţesături de bumbac şi fibre sintetice. În procesul de rectificare se utilizează lichid de răcire-ungere.

Banda abrazivă din electrocorund realizează cea mai intensă aşchiere, însă o rugozitate mare a suprafeţei prelucrate ; ca urmare, se foloseşte pentru degroşare. Pentru finisare şi pentru prelucrarea ceramicii şi sticlei se utilizează benzi cu carbid de siliciu, mai fragile, care suportă încărcări mai mici şi realizează rizuri mai fine şi mai uniforme pe suprafaţa prelucrată. La rectificarea materialelor dure şi fragile, se întrebuinţează benzi cu diamant, avînd lăţimea pînă la 100 mm, lungimea pînă la 2 000 mm şi granulaţia M 7—10. Forţa de întindere a benzilor variază în domeniul 0,4—1,0 kgf pentru lăţimea de 1 mm.

În figura 1 se prezintă schema de rectificare cu disc de contact (*1* — banda abrazivă ; *2* — discul de contact ; *3* — rola de întindere ; *4* — dispozitivul telescopic de întindere). Caracteristicile discului de contact (formă, duritate, diametru etc.) influenţează procesul de prelucrare. Se utilizează frecvent discul cu bandă de cauciuc natural sau sintetic ori înlocuitori ai acestora, fixată pe un corp de aluminiu sau oţel. Cu cît duritatea discului este mai ridicată, cu atît sînt mai mari precizia de execuţie şi rugozitatea obţinută. Duritatea Shore a discurilor de cauciuc pentru degroşare este de 70—90, iar a celor de finisare — de 30. Maleabilitatea discului trebuie majorată la prelucrarea pieselor cu formă complicată şi cu duritate înaltă. Granulaţia abrazivului se alege cu atît mai fină cu cît discul de contact este mai dur şi cu cît rectificarea este mai intensă. Pentru accelerarea operaţiei se poate recurge la discuri de cauciuc zimţate, îndeosebi cu rizuri transversale ; în acest caz se obţine rugozitate mai grobiană, iar funcţionarea maşinii este mai puţin silenţioasă. Uneori se folosesc discuri de aluminiu, acoperite cu panglică de cauciuc, fibre sau ţesături, avînd grosimea de 3—15 mm.

Schema de rectificare cu placă de contact este arătată în figura 2 (*1* — placa de contact ; *2* — banda abrazivă ; *3* — discul de contact ; *4* — rola de întindere ; *5* — piesa prelucrată ; *6* — masa maşinii). Construită de obicei din oţel, placa de contact se poate deplasa pe verticală, pentru a evita uzarea unei porţiuni limitate din suprafaţa sa. În acelaşi scop, unele plăci pot fi periodic rotite. Uneori placa de contact este profilată în conformitate cu forma piesei prelucrate, sau zimţuită pe suprafaţa de lucru. Prelucrarea după schema cu placă de contact este utilizată adesea în locul strunjirii, frezării, rabotării sau rectificării. La folosirea plăcilor de oţel călite abaterea de planeitate nu depăşeşte 25 μ, iar abaterea de paralelism este limitată la $\pm$ 25 μ.

În cazul rectificării fără centre, cu bandă, a țevilor și barelor, mașina-unealtă nu necesită disc de echilibrare. Avansul piesei se realizează prin rotirea păpușii cu banda de antrenare, astfel încît se poate executa un număr mare de treceri fără desprinderea piesei de pe mașină. Schimbarea benzii abrazive necesită mai puțin de 1 min. La utilizarea benzii abrazive de 100 × 1 400 mm, cu rolă de contact cu diametrul de 200 mm, adîncimea de prelucrare este de 0,2–0,6 mm pentru granulația 50 și de 0,04–0,08 mm pentru granulația 3. La diametre ale piesei de 5–11, 12–25, 26–38 și 40–50 mm, avansul longitudinal este de 5,4; 3,75; 1,5 și respectiv 0,8 m/min.

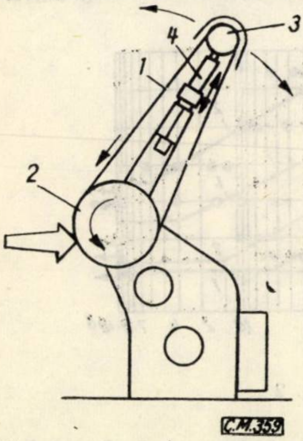


Fig. 1

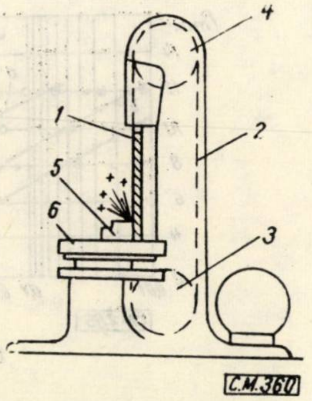


Fig. 2

O influență însemnată asupra productivității operației este exercitată de forța de aplicare a benzii și de viteza de deplasare a acesteia. La mărirea forței de aplicare se intensifică așchierea, însă se micșorează durabilitatea benzii. Pentru a menține constantă intensitatea de așchiere se recomandă ca forța de aplicare să fie majorată pe măsura uzării benzii. Creșterea vitezei de deplasare este însoțită de îmbunătățirea calității suprafeței prelucrate.

Parametrii fundamentali de lucru sînt următorii: cantitatea de material îndepărtat la rectificarea pieselor de oțel 2–6 cm^2/min pentru lățimea de 1 cm; înălțimea microneregularităților 0,125–0,375 μ; precizia dimensională ± 25 μ la rectificarea plană și 6–25 μ la rectificarea fără centre; puterea specifică 1,2–3,0 kW pentru lățimea de 1 cm; puterea necesară 0,21–0,32 kW pentru 1 cm^3 de metal îndepărtat pe minut.

G. Z.

Stanki i instrument

nr. 11, 1969

L. I. Filina și P. E. Kurocikin. **Mașini de electroeroziune cu precizie ridicată pentru prelucrarea pieselor plane**

Mașina ME-38 este destinată prelucrării pieselor plane din aliaje metalo-ceramice dure. Prelucrarea se efectuează în mediu dielectric de petrol lampant, cu discuri fabricate din compoziție de wolfram, aliaj LS 50–1 T sau cupru M–1.

Mașina este formată din batiu, montant, masa cu baie, cărucior, capul de forță, transmisia capului și rezervorul pentru lichidul de lucru. În partea stîngă a montantului este plasată transmisia pentru rotirea arborelui, iar în partea dreaptă – mecanismul pentru deplasarea manuală a capului de forță în planul vertical de ghidare din partea anterioară a montantului. În direcție transversală, masa este deplasată manual împreună cu căruciorul inferior, deplasarea în direcție longitudinală fiind asigurată de transmisia de avans, dispusă în partea dreaptă a mesei; și în această direcție există posibilitatea de deplasare manuală. Cursa mesei este limitată de microcomutatoare. În fața căruciorului inferior este montat panoul de comandă. Piesa de prelucrat este așezată pe placa magnetică sau prinsă în dispozitiv. Rezervorul pentru lichidul de lucru, electropompa și generatorul de curent GIT-1M sînt dispuse în partea stîngă a mașinii.

Pe căruciorul inferior sînt montate role de ghidaj ale mesei mașinii; mecanismul de antrenare al acesteia este de tipul șurub cu bile. Aceste elemente conferă o mare sensibilitate sistemului de ghidaj. Utilizarea lagărelor speciale cu role asigură rigiditatea și precizia montajului arborelui, ceea ce prilejuiește obținerea unei înalte precizii de prelucrare. Abaterile de paralelism și planeitate ale piesei prelucrate nu depășesc 0,01 mm pe lungimea de 100 mm.

Încercările de durată ale mașinii au permis precizarea caracteristicilor sale tehnice și elaborarea unor recomandări tehnologice. La examinarea influenței turației discului asupra productivității, calității execuției și uzurii discului s-a stabilit că acești parametri nu variază substanțial în domeniul 405–1 235 rot/min. Utilizarea turației minime evită pulverizarea lichidului de lucru și asigură durabilitatea lagărelor și transmisiei.

Materialul discului exercită o influență însemnată asupra productivității și uzurii. Prin prelucrarea aliajului din VK 8 cu discuri de diferite materiale s-a stabilit că materialul cel mai corespunzător este compoziția de wolfram, discului respectiv revenindu-i productivitatea de 34,2 mm^3/min și uzura radială de 0,75 mm.

Adîncimea de așchiere nu influențează productivitatea prelucrării aliajelor dure, astfel încît o mare parte din adîncimea de așchiere poate fi îndepărtată printr-o singură trecere la regimul de 22 Hz, pentru rectificare rămînînd adaosul de 0,2–0,3 mm.

Folosirea mașinii ME-38 asigură o înaltă productivitate. Această caracteristică se datorește faptului că produsele de eroziune sînt îndepărtate prin rotirea discului, creîndu-se condițiile de utilizare completă a impulsurilor electrice. În plus, prin îndepărtarea produselor de eroziune se evită formarea de rizuri pe suprafața prelucrată.

Caracteristicile tehnice ale mașinii sînt următoarele: dimensiunile maxime ale pieselor prelucrate – 140 × 140 × 40 mm; dimensiunile mesei – 220 × 320 mm; cursa verticală a arborelui – 170 mm; cursa longitudinală a mesei – 320 mm; cursa transversală a mesei – 120 mm; diametrele minim și maxim ale sculei-electrod – 75 respectiv 150 mm; productivitatea la prelucrarea aliajelor dure – 20–30 mm^3/min; lungimea, lățimea și înălțimea mașinii – 860 × 1 035 × 1 700 mm; lungimea, lățimea și înălțimea generatorului – 600 × 600 × 1 100 mm; greutatea mașinii – 850 kg; greutatea generatorului – 150 kg.

G. Z.

Techniques du pétrole

nr. 269 septembrie, 1969.

Verificarea diametrului interior al țevilor schimbătoare de căldură

Societatea All-Type Tools (Woolwich) Ltd. produce un indicator cu comandă pneumatică, ce permite măsurarea foarte precisă a diametrului interior la țevile schimbătoarelor de căldură pentru calculul valorii uzurii și al duratei utile, de siguranță în funcționare, pe care o mai au țevile.

Acest indicator constă într-un cap de măsurat legat printr-o conductă cu aer comprimat la o cutie indicatoare. Dispozitivul de măsură constă în două pîrghii care vin în atingere cu peretele interior al țevii și înregistrează diametrul. Datorită unor găleți așezate la extremitatea pîrghiilor, dispozitivul de măsură se poate roti astfel încît pîrghiile să urmărească curbura țevilor cu secțiune ovală.

Sînt produse în serie șase mărimi de indicatoare pentru verificarea diametrelor interioare de la 63,5 la 190,5 mm.

E. P.

Traktori i selhozmașini

nr. 11, 1969

A. K. Kravțov, A. M. Cereapin și V. N. Șahmazarov. **Studiul rezistenței la oboseală a verigilor șenilelor pentru tractoare agricole din clasa 3t, la încercări complexe**

Pentru studiul rezistenței la oboseală a verigilor de șenilă turnate s-au construit dispozitive speciale montate pe pulsatorul hidraulic universal GRM-1. Dispozitivele asigură un regim complex de încercare, în două variante : 1) aplicarea simultană a forței ciclice de încovoiere în planul longitudinal al verigii și a forței statice de întindere : 2) aplicarea simultană a forțelor ciclice de întindere și de încovoiere în plan longitudinal.

În prima variantă influența axelor de sprijin este simulată prin schema prezentată în figura 1,a. Veriga încercată *1* este prinsă în cerceii *2* și *3*, prin intermediul bolțurilor *4*, care sînt verificate, în prealabil la rectilinitate. Cerceii sînt articulați în planul vertical pe baza dispozitivului. Forța statică P_s este aplicată cu ajutorul arcului *5* și al piuliței *6*. Pe calea de deplasare a verigii este exercitată forța ciclică de încovoiere P_c de către poansonul pulsatorului. Îmbinarea cerceilor cu veriga încercată respectă condițiile de montaj al elementului de șenilă, format din trei verigi ; forța P_s este preluată de cercei care o transmit verigii prin articulații.

Schema dispozitivului pentru a doua variantă de încercare este arătată în figura 1, *b*. Pe o placă de așezare sînt dispuși suporții *1* și *2*. Pe axele acestora sînt articulați cerceii tensometrici *3* și *4*, în care se prinde veriga încercată cu bolțurile *6*. Ca rezultat al exercitării forței P_c de către poansonul pulsatorului, veriga este solicitată la încovoiere de forțele P_1 și P_2 și la întindere de forțele P_3 și P_4 (dacă P_c este aplicată în centrul căii de deplasare, $P_1 = P_2$ și $P_3 = P_4$). Datorită sistemului elastic de legătură dintre verigă și placa de așezare, sistemul de forțe $P_1 \ldots P_4$ este static nedeterminat. Utilizarea cerceilor tensometrici permite determinarea rezultatelor Q_1 și Q_2. Modificarea raportului dintre forțele de încovoiere și cele de întindere se realizează prin deplasarea suporților *1* și *2* pe placa de așezare.

Încercările inițiale au avut scopul de a verifica corectitudinea schemelor dispozitivelor și de a ridica diagrama de oboseală pentru evaluarea analitico-experimentală a durabilității verigilor în funcție de starea lor de tensiune. În continuare s-au efectuat încercări comparative pe diferite tipuri de verigi pentru șenilele tractoarelor din clasa 3t, evidențiindu-se și influența uzurii căii de deplasare asupra rezistenței la oboseală. Pentru precizarea regimurilor de încărcare au fost adoptate tensiuni echivalente cu cele din exploatare sub aspectul acțiunii de distrugere a verigilor. Drept cea mai simplă metodă de încercare a rezultat metoda sarcinilor descrescătoare.

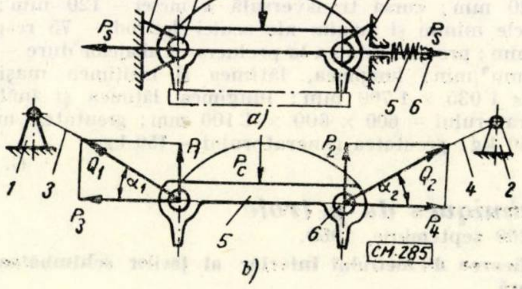


Fig. 1

Forța maximă a fost limitată sub cea corespunzătoare limitei de curgere a materialului ($P_{max} \leqslant 15$ t), limita inferioară de încărcare fiind dictată de posibilitățile mașinilor de încercat ($P_{min} \geqslant 2$ t). Pentru încercările aferente variantei întîi s-a menținut $P_s = 3$ t. S-au mai respectat următoarele condiții : încercarea tuturor tipurilor constructive de verigi pe aceeași mașină, invariabilitatea modului de fixare și încărcare pentru toate verigile ; asigurarea stabilității sarcinii, frecvenței și numărului de cicluri ; înregistrarea momentelor și locurilor de apariție a fisurilor.

Caracteristicile de rezistență la oboseală obținute sînt redate în figura 2 (*a* și *b*— încercări după prima și a doua variantă ; *1* — verigi de serie ; *2* — verigi universale unificate). Se constată că față de verigile standardizate, verigile universale prezintă limite de oboseală sporite cu 25—30%.

Încercările au arătat că numărul de cicluri pînă la rupere, pentru același nivel de încărcare, este de circa 10 ori mai mare în prima variantă. Aspectul fisurilor realizate prin încercări este apropiat de cel corespunzător condițiilor de exploatare.

Pentru evidențierea influenței uzurii verigilor asupra ruperii lor prin oboseală, s-au efectuat încercări cu verigi universale uzate (uzura medie a căii de deplasare de 6—7 mm), folosite pe soluri argiloase de cernosiom. Și în acest caz s-a constatat coincidență cu rezultatele obținute în exploatare în ceea ce privește caracteristicile rupturii.

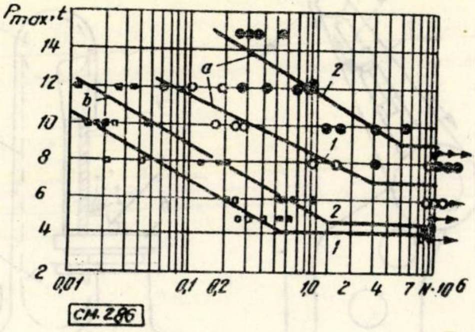


FIg. 2

Gh. Z.

G. P. Ilin. Noua semănătoare universală MLTI-2 pentru silvicultură de protecție

Pentru protejarea solurilor de eroziunea produsă de vînt și apă se creează zone împădurite, se consolidează și se plantează rîpele, vîlcelele, nisipurile și alte terenuri neproductive, se realizează terase pe povîrnișurile acoperite. Aplicarea acestor măsuri necesită utilaje de sădire a semințelor de stejar, nuc etc.

Printre astfel de utilaje se numără noua semănătoare universală MLTI-2 ce poate fi utilizată și pentru însămînțarea zonelor defrișate și a luminișurilor. Semințele sînt plantate în gropi mici (în bandă cu unul sau două rînduri, cu distanța dintre centrele gropilor de 30 și 90 cm), în grupe (cîte șase gropi pe grupă, pentru trei distanțe între grupe) și în rînduri. Semănătoarea poate fi agregată cu tractoare DT-20, T-28 M, T-40 A și Belarus ; dacă se combină trei semănătoare, se utilizează tractoare Belarus, T-38M, DT-54A și DT-75, prevăzute cu cuple semisuspendate speciale.

Semănătoarea cuprinde un cadru cu dispozitiv de suspendare, un buncăr pentru semințe, două aparate de însămînțare, un mecanism de copiat, două brăzdare cu cuțite lungi, o grapă de mărăcini, un dispozitiv de distanțare, o placă extensibilă, două roți de deplasare și o ladă de scule.

Capacitatea totală a buncărului este de 0,35 m³, iar înclinarea bazei sale, asigurînd transmiterea semințelor în aparatele de însămînțare, de 22°. În interiorul buncărului se află două șubere dozatoare, în capul îndoit înspre baza înclinată, ceea ce permite modificarea cantității de semințe evacuate din buncăr. În partea inferioară a buncărului sînt montate ghidajele aparatelor de însămînțare. O rezervă de semințe este conținută de placa extensibilă, plasată în partea din spate a cadrului.

Aparatele de însămînțare, de tip celular, sînt construite din tablă de oțel sudată, în formă de tobe cilindrice tubulare cu diametrul de 370 mm. Ele sînt antrenate în mișcare de rotație de către roțile de deplasare. Deasupra fiecărei tobe sînt dispuse nouă cutii dozatoare, montate pe cîte două bolțuri. În fiecare cutie dozatoare se află un șubăr și sub el — conducte de transmitere a semințelor ; șubărele sînt așezate în poziția închis la plantarea semințelor în gropi mici.

Pentru însămînțarea în grupe se montează mecanismul de copiat pe roata de deplasare din stînga. Mecanismul este format dintr-un cuplaj cu fălci, o pîrghie cu elemente de legătură arc, şurub de reglaj, suport cu bilă), un palpator, trei roţi stelate conduse interschimbabile, o roată stelată conducătoare şi lanţul de transmisie. Roata stelată conducătoare este fixată pe axul roţilor de deplasare, iar palpatorul pe roata stelată condusă corespunzătoare uneia dintre distanţele posibile între grupe (3,75 ; 4 sau 4,5 m). Antrenarea periodică a tobelor aparatelor de însămînţare este realizată la deplasarea fălcilor cuplajului de către pîrghia mecanismului, sub acţiunea palpatorului.

Reglarea adîncimii de pătrundere a brăzdarelor între 3 şi 15 cm este asigurată de transmisia hidraulică a tractorului. Grapa de mărăcini are forma unei grinzi cu diametrul de 70 mm şi lungimea de 110 mm. Roţile de deplasare au diametrul de 740 mm ; lipirea pămîntului pe ele este împiedicată de lopeţi fixate pe cadrul semănătorii.

Semănătoarea poate funcţiona în treptele I-III de viteză ale tractorului. Productivitatea la distanţa între rînduri 2,5 m este de 1,76 ha/h. Lungimea, lăţimea şi înălţimea semănătorii sînt de 1820, 1580 şi respectiv 1300 mm, iar greutatea de 296 kg.

Faţă de semănătoarea de serie SSLN-1, semănătoarea MLTI-2 comportă cheltueli de însămînţare pe hectar mai mici cu 14,5%.

G. Z.

Recenzii

Conf. dr. ing. B. Grünwald. **,,Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere''**, 952 pag, 942 fig., 144 tabele.

Lucrarea ,,Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere'' de conferenţiar doctor-inginer Berthold Grünwald, apărută recent (noiembrie 1969) în Editura didactică şi pedagogică, cuprinde 28 capitole şi este împărţită în patru părţi. Partea întîi este intitulată ,,Noţiuni generale. Procese termice şi caracteristici'' ; partea a doua — ,,Dinamica, construcţia şi calculul mecanismului motor'' ; partea a treia — ,,Sistemele auxiliare ale motoarelor cu ardere internă'' ; partea a patra — ,,Probleme speciale ale motoarelor de autovehicule rutiere''. Lucrarea cuprinde în plus zece anexe în care sînt detaliate un număr de probleme de bază din domeniul teoriei şi proiectării.

Este suficientă o simplă trecere în revistă a sumarului, pentru ca cititorul să înţeleagă că are în faţă o lucrare de dimensiuni însemnate, care încearcă să abordeze principalele probleme ale teoriei şi proiectării motoarelor cu ardere internă cu piston, destinate tracţiunii rutiere.

Deşi adresată în principal studenţilor, prin volumul, natura şi nivelul cunoştinţelor, lucrarea este în măsură să trezească şi interesul unui cerc larg de specialişti care lucrează în domeniu.

Mai interesant decît o trecere în revistă a sumarului lucrării ni se pare a sublinia în cele ce urmează unele dintre însuşirile ei alese, care îi conferă nu numai o notă aparte, originală, dar şi o valoare intrinsecă deosebită.

În ceea ce priveşte calităţile lucrării, poate că în primul rînd ar trebui subliniată contribuţia pe care o aduce la îmbogăţirea cunoştinţelor cititorului, la formarea priceperii lui de a acţiona independent atît în domeniul investigaţiei cît şi al proiectării motoarelor pentru autovehicule rutiere. În acest sens acţionează cercetarea fenomenologică, dezvoltată de autor în toate compartimentele lucrării — un exemplu îl constituie ,,analiza funcţională'', aplicată principalelor organe ale mecanismului bielă-manivelă, pentru a evidenţia condiţiile complexe în care lucrează şi pentru a conchide asupra dezideratelor de rigiditate, rezistenţă, ungere, nivel termic etc., pe care trebuie să le satisfacă proiectantul. Cercetarea fenomenologică atrage atenţia cititorului asupra profunzimii şi multilateralităţii cunoştinţelor din domeniu, asupra interdependenţei unui număr important de factori răspunzători de realizarea unor performanţe ridicate, energetice, de economicitate şi fiabilitate, asupra importanţei investigaţiei analitice şi experimentale, în vederea optimizării soluţiilor pentru fiecare tip de motor. Subordonată aceluiaşi scop apare şi strădania autorului de a evidenţia acele ,,zone'' de cunoştinţe insuficient luminate, în care punctele de vedere se confundă, urmărind să clarifice probleme nerezolvate sau crezute a fi fost rezolvate. Se înţelege că prezentarea unor opinii diferite, printre care, adeseori şi propriile sale opinii, în probleme controversate cum ar fi problema transferului de căldură prin convecţie din cilindrul motorului, problema dimensionării segmenţilor, problema calculului la oboseală a arborelui cotit, problema naturii uzurii cilindrilor motorului este în măsură să stimuleze analiza multilaterală a datelor cunoscute, să formeze spiritul critic al cititorului, să dezvolte gîndirea sa. Privite din acest unghi de vedere numeroase pagini ale lucrării se ridică la nivel de tratat.

Constituie un merit al lucrării acela că prezentarea fondului teoretic de cunoştinţe este urmată de aplicaţia practică. Sub acest aspect, lucrarea cuprinde un sistem unitar de cunoştinţe, subordonat unui scop principal : sporirea eficienţei economice a motorului, apreciată de autor prin preţul de cost al unităţii de energie produsă de motor (lei/CPh). Cuprinzînd în acest criteriu o sumă de factori esenţiali cum ar fi cheltuielile pentru combustibil — deci efectul perfecţiunii proceselor energetice (termice şi mecanice) şi preţul de cost al combustibilului — preţul de cost al motorului — deci efectele de compactitate, economie de metal, volum de prelucrări mecanice, calitatea materialului, tehnologia şi precizia fabricaţiei — cheltuielile de reparaţie şi deservire, durabilitatea şi gradul de utilizare a puterii proiectate a motorului, autorul stabileşte, chiar din primele pagini ale lucrării, direcţiile către care trebuie să-şi îndrepte atenţia studiul, în vederea sporirii eficienţei economice a motorului. O exemplificare ar fi poate edificatoare în acest sens. Astfel, prezentarea formulei constructive ,,avans-raport de comprimare-cifră octanică'' apare nu numai ca o aplicaţie actuală a unor cunoştinţe profunde dobîndite în domeniul arderii din motorul cu aprindere prin scîntei, dar şi ca o soluţie raţională de motor modern, care urmăreşte să realizeze o eficienţă economică maximă.

O menţiune specială trebuie desigur făcută în legătură cu nota de originalitate a lucrării, care este susţinută de activitatea de cercetare proprie a autorului — de exemplu, cea din domeniul arderii în motorul cu aprindere prin scînteie — de felul în care realizează sinteza cunoştinţelor din domeniu pe baza celor mai reprezentative date furnizate de literatura de specialitate — de exemplu, în domeniul segmenţilor sau al filtrării — de orizontul pe care-l deschide cititorului prin sublinierea acelor preocupări care ar trebui să constituie în viitor obiect de studiu şi cercetare pentru a progresa în domeniul cunoaşterii — de exemplu, acelea privind sporirea preciziei calculului de proiectare termică şi mecanică — precum şi de ideile pe care le avansează — de exemplu, în privinţa controlului mecanismelor fizico-chimice din motorul cu aprindere prin comprimare sau în privinţa alegerii raţionale a regimurilor de calcul al organelor motorului — în scopul realizării unor motoare de eficienţă economică sporită.

Un merit deosebit al lucrării îl constituie acela că reuneşte, mai restrîns sau mai dezvoltat, cele mai actuale preocupări şi realizări din domeniul motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule rutiere. Nu ni se pare lipsit de interes chiar şi o simplă enumerare a unora dintre ele. Astfel şi-au găsit loc în lucrare preocupări privind : căile de sporire a eficienţei procesului de umplere a cilindrului, în raport cu tipul şi destinaţia motorului, elucidarea mecanismelor fizico-chimice prin care procedează arderea în motoare, determinarea mai sigură a legii de degajare a căldurii, cu aplicarea calculatoarelor numerice în acest scop, clarificarea condițiilor de ungere, uzură și vibrație a segmenților, sporirea eficienței filtrării mai ales prin procedeul centrifugării, răcirea diferențiată a motorului, cauzele poluării atmosferei de către motor, îmbunătățirea funcționării motorului de automobil în regim tranzitoriu, adaptarea rațională a procedeului de supraalimentare la motoarele de automobil; sînt prezentate de asemenea realizări recente din domeniu ca : pompa de injecție cu distribuitor rotativ și pistoane opuse, carburatoarele multiple, blocul carter din aluminiu, cuzineții de capacitate portantă înaltă, radiatoarele din aluminiu pentru lichidul de răcire, segmenții de presiune variabilă și elasticitate superioară, amortizoarele de rezonanță și absorbție pentru limitarea nivelului zgomotelor la evacuarea gazelor, supapele rotitoare, motoarele compacte cu două linii de cilindri.

Dacă se adaugă la cele menționate prezentarea rezultatelor recente obținute în domeniul investigației experimentale (fotografierea în culori a flăcărilor, măsurarea grosimii peliculei de ulei dintre segment și cilindru) și teoretice (stabilirea unor relații noi pentru determinarea efectului de concentrare a tensiunilor la arborele cotit), prezentarea unor metode noi de proiectare termică și mecanică a motorului, precum și a unor interpretări recente fizico-chimice, atribuite fenomenelor specifice din motor, atunci se înțelege că literatura tehnică din țară s-a îmbogățit cu o lucrare modernă, de strictă actualitate, în domeniul motoarelor pentru autovehicule rutiere.

În continuare, consemnăm cu satisfacție că lucrarea recenzată ilustrează într-o largă măsură realizările școlii românești în domeniu și cu deosebire pe acelea de la Institutul politehnic din București (sînt citate aproape 100 titluri bibliografice ale autorilor români), ceea ce evident nu poate rămîne fără ecou în conștiința cititorului din țară. De altfel, confesiunea autorului în această privință, pe care a ținut s-o sublinieze în prefața lucrării, are, pentru cei ce lucrăm în domeniu de mulți ani de zile, ca dascăli și specialiști, o semnificație profundă. Procedînd astfel autorul nu a făcut decît să sporească prestigiul și valoarea lucrării.

În sfîrșit, se cuvine să semnalăm cîteva dintre particularitățile de prezentare a lucrării. Scrisă într-un stil cursiv și agreabil, bogat ilustrată, lucrarea se bucură de o prezentare grafică reușită. La sfîrșitul fiecărui capitol se găsește o bibliografie detaliată care cuprinde lucrările devenite clasice în domeniu, precum și referiri la articolele din publicațiile de specialitate, ceea ce vine în întîmpinarea dorinței cititorului de a aprofunda anumite probleme ale specialității. Notațiile sînt sugestive și au un caracter unitar. Într-un număr de tabele sînt rezumate relații utile proiectantului precum și valorile admisibile ale unor coeficienți sau mărimi fizice, care ușurează dezvoltarea operativă a calculelor.

Prof. ing. C. Aramă

GH. DIACONESCU ș.a. **Tehnologia mecanicii fine**, București, Editura tehnică, 1969, 860 pag.

Lucrarea prezintă informații ample despre materialele, operațiile și dispozitivele utilizate în mecanica fină, în cadrul a nouă capitole.

Capitolul 1 este consacrat materialelor pentru mecanica fină. Pe lîngă cele clasice, își au locul în capitol materialele sinterizate, plastice și combinate. Paragrafe separate sînt rezervate sticlei optice și tehnice, precum și unor materiale cu destinație specială (pentru elemente sensibile, pentru transmisii prin angrenaje și prin benzi elastice etc.). În final sînt descrise încercările materialelor, inclusiv cele specifice mecanicii fine.

Bazele tehnologiei mecanicii fine sînt tratate în capitolul 2. După etapele de asimilare a unui produs și considerentele asupra proiectării proceselor tehnologice, se trece la tehnologia tip și de grup. În legătură cu prima categorie se prezintă clasificarea proceselor tehnologice în vederea tipizării, domeniile de utilizare și eficiența tipizării; variantele celei de a doua categorii sînt urmate de precizări caracteristice, cum sînt reglajele de grup și modernizarea mașinilor-unelte în condițiile prelucrării de grup. În continuare sînt specificate erorile de prelucrare mecanică și prescripțiile privind calitatea suprafețelor și adaosul de prelucrare. Domeniul de fabricație la care se referă lucrarea este evidențiat și prin enumerarea problemelor ridicate de bazarea pieselor.

În capitolul 3 se examinează prelucrările fără așchiere. Dintre operațiile de deformare se remarcă, de exemplu, ambutisarea și extrudarea, pentru care se dau numeroase indicații asupra parametrilor de lucru, lubrifianților și abaterilor admisibile. Turnarea de precizie cu modele fuzibile și turnarea sub presiune sînt unele din preocupările ulterioare. O atenție corespunzătoare este acordată prelucrării materialelor plastice și a pulberilor metalice.

Capitolul 4 se referă la prelucrările prin așchiere. După prelucrarea suprafețelor de revoluție și plane, se analizează execuția filetelor, angrenajelor și a unor operații frecvent întîlnite în mecanica fină (divizare, cifrare, gravare). Legat de necesitatea sporirii continue a preciziei de prelucrare, se afectează un spațiu larg lepuirii. De asemenea, se dezvoltă corespunzător procedeele moderne de prelucrare (prin electroeroziune, electrochimică, cu fascicule de electroni, cu ultrasunete).

Capitolele 5, 6 și 8 au un pronunțat caracter de specializare, fiind consacrate tehnologiei elementelor elastice, prelucrării pieselor optice și, respectiv, tehnologiei circuitelor electrice și electronice. În primul se tratează fabricația arcurilor plane și arcurilor elicoidale de precizie, tuburilor ondulate și manometrice, membranelor și microbenzilor; succesiunea logică a proceselor tehnologice este detaliată pînă la operațiile finale de protecție și control. Din cuprinsul celui de al doilea capitol menționăm prelucrarea sticlei și metode tehnologice pentru modificarea proprietăților sistemelor optice folosite în mecanica fină. În sfîrșit, în ultimul capitol se remarcă procedeele moderne de sudare, prin impuls cu condensare, cu ultrasunete și cu laser.

Dispozitivele de alimentare și de prindere utilizate în mecanica fină sînt examinate în capitolul 7. O analiză amănunțită este efectuată în legătură cu strîngerea pieselor cu dispozitivele de strîngere, în același cadru înscriindu-se dispozitivele cu elemente interschimbabile și reglabile. Capitolul mai conține descrierea unor dispozitive auxiliare și de control, precum și a unor dispozitive pentru automatizarea proceselor tehnologice.

Capitolul 9 se ocupă de protecția suprafețelor metalice. Nu sînt omise nici în acest caz aspectele moderne în domeniu, de exemplu instalațiile automate pentru acoperiri metalice și vopsirea după principiul electroforezei.

Prin conținutul său, bogat în materiale descriptive și în date practice, și dublat de o sistematizare rațională, lucrarea se adresează inginerilor și tehnicienilor din uzine, în special din cele cu specific de mecanică fină. De asemenea, este utilă cadrelor tehnico-inginerești din institutele de cercetări și proiectări, studenților din învățămîntul superior cu profil mecanic și electrotehnic.

Gh. Zătreanu

ORMIG

MECANIZAREA PREGĂTIRII FABRICAŢIEI

Raţionalizează producţia, contribuie la creşterea productivităţii şi micşorează costurile de fabricaţie.

Confecţionează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe şi uşor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor şi pentru postcalcul.

Accelerează sistemul de informare.

Preîntîmpină erori, timpi de aşteptare şi timpi morţi în ateliere.

Creează condiţiile pentru introducerea unei planificări raţionale în ateliere, pentru încărcarea justă a maşinilor şi pentru combaterea rebuturilor.

În combinaţie cu fişe perforate, sistemul se aplică de peste 30 ani în multe ţări.

Peste 10000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricaţiei.

Rugăm cereţi prospectul gratuit nr. 201 Ro.

ORMIG ORGANISATIONS-MITTEL GmbH
1 BERLIN 42, WOLFRAMSTR. 84—92

PUBLICOM

Revista revistelor

Sudostroenie

nr. 10, 1969

Visokos, O. I. — Tinerii constructori de nave. În cinstea aniversării Komsomolului.

Vanurin, V. M. şi *Nikitenkov, S. A.* — Capul de serie al navei pentru încărcătură solidă „A 50-a aniversare a Komsomolului".

Turbal, V. K., Şpakov, V. S. şi *Ştumpf, V. M.* — Evaluarea eficienţei montării ghidajelor de aşezare.

Volfenzon, M. N. ş.a. — Instalaţia energetică a navei pentru încărcătură solidă „A 50-a aniversare a Komsomolului".

Şifrin, M. S., Pevzner, B. S. şi *Jighirev, L. G.* — Metode de mărire a adincimii de reglare a cazanelor automate auxiliare ale navelor.

Traper, E. I., Pavlov, V. V. şi *Varlinski, B. D.* — Echipamentul electric — mijloc de conducere a navei şi de comunicaţii.

Gluzgal, I. Iu. şi *Smolev, P. I.* — Tehnologia, organizarea fabricaţiei şi încercarea capului de serie al navei pentru încărcătură solidă „A 50-a aniversare a Komsomolului".

Kravcenko, V. S. şi *Fedorov, G. I.* — Experienţa montării motorului diesel de gabarit mare DKRN.

Biriuk, V. S. — Mijloace de reparaţie pe navele pentru încărcături solide.

Tagheev, L. V. — Alegerea împărţirii şi utilării compartimentelor.

Kislov, M. I. — Sub patronajul Komsomolului.

Koronin, V. I. — Tradiţia se înfiripează.

Cernobriveţ, V. E. — Contribuţia tinerilor constructori.

Bihovski, I. A. — Creatorul primului baraj submarin.

Şevelkin, F. P. — Maistrul de nave din Rovdogor.

Farafonov, M. M. — Marinar, om de ştiinţă, conducător naval.

Activitatea Registrului URSS.

Alekseev, N. J. — Industria constructoare de nave din R.D.G.

Construcţia de nave din R.P.B.

Materialprüfung

nr. 10, 1969

Höller, P. şi *Smit, H.* — Controlul ultrasonic la rece al benzilor, cu unde Lamb, prin metoda ecoului.

Meyer, H. J. — Noi posibilităţi de control în serie al elementelor fontei cenuşii prin măsurarea atenuării ultrasonice aplicate de exemplu la capacele de palier ale motoarelor diesel.

Popescu, N. D. — Un nou aparat pentru determinarea nedistructivă a modulelor de elasticitate şi de răsucire.

Kowalewsky, H. şi *Neider, R.* — Incercarea la etanşeitate a recipienţilor şi capsulelor pentru substanţe radioactive.

Wittig, G. — Un aparat simplu pentru detectarea straturilor metalice subţiri prin curenţi Foucault.
Pohl, E. — Congresul internaţional de tehnicieni de încercări şi măsuri nedistructive pentru beton şi beton armat, 23—25 aprilie 1969, Leipzig.
Franke, W. — Adunarea anuală a Societăţii chimiştilor şi inginerilor pentru hîrtie şi celuloză, 23—27 iunie 1969, Baden-Baden.

Courrier de la normalisation

nr. 209- septembrie—octombrie 1969.

Peugeot, F. — Editorial
Masă rotundă despre perspectivele standardizării în domeniul mecanicii.
Balathier Lantage, G. — Mecanica şi standardizarea în cifre;
Bastide, M. — Instrumente de măsură a lungimii.
Balathier Lantage, G. — Starea suprafeţelor şi standardizarea.
Virot, A. — Maşini-unelte, realizări internaţionale şi standardizare franceză.
Jouffroy, R. Standardizarea şi utilajul mărunt.
Chapuis, H. — Încercările de aşchiere a metalelor, uniformizarea lor, în cadrul I. S. O.
Retif, J. P. — Transmisii hidraulice şi pneumatice.
West, N. — Maşini hidraulice şi aerodinamice.
Lanţuri de transmisii mecanice, sarcini statice de rupere şi domenii de utilizare (*Abram, M.* Introducere; *Kuntzmann.* P. — Aplicaţiile lanţurilor cu roţi stelate de precizie în transmisiile de mare putere).
Wessel, K. — Originile standardizării internaţionale, în particular a standardizării rulmenţilor.
Schoeller, A. — Standarde pentru şuruburi.
Gilmann, J. — Alegerea cablurilor pentru maşini de ridicat.
Loriné, J. — Standardizarea internaţională a utilajelor de manipulare continuă a diferitelor produse.
Baugne, A. — Securitatea utilajelor pentru terasamente.
Mecanica aeronautică şi standardizarea (*Lucas, R.* — Introducere); *Garzini, P.*—Starea suprafeţelor; *Davin, M.* — Toleranţe de formă şi de poziţie; *Bevalot, J.* şi *Gottscheck, M.* — Elemente de asamblare; *Ascencio, R.* — Control şi măsurători).
Duprat, J. — Standardizarea mecanică în industria de automobile.
Henry, L. — Standardizarea şi mecanica în industria navală.
Venguerovsky, J. — Probleme ale standardizării tehnologiei construcţiei de maşini.

Gh. Z.

Style auto-architettura della carrozzeria

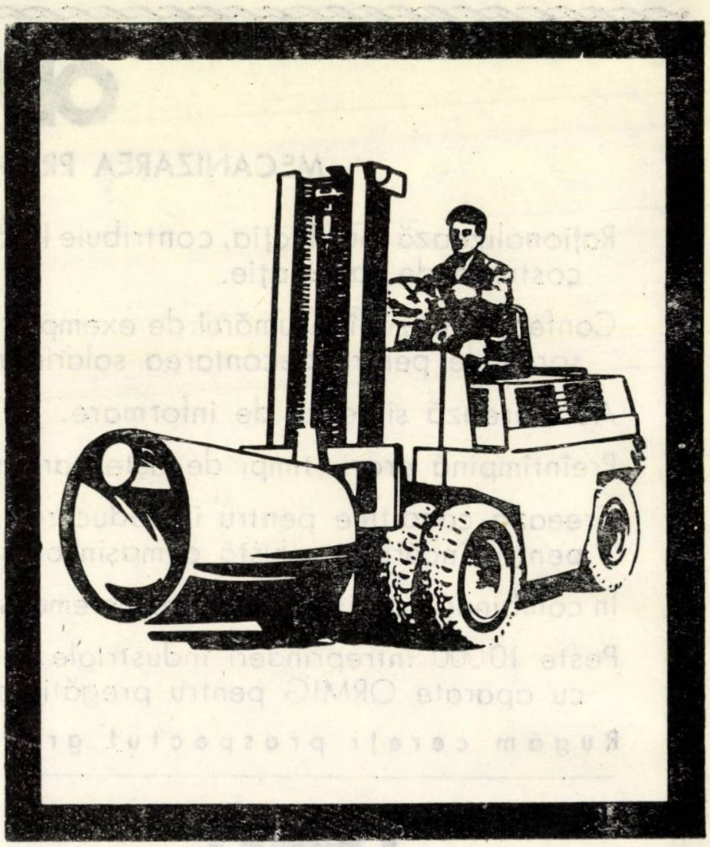
nr. 3/1969

K. Bauer, G. Bertram, W. Dirschmid: Audi 100
Sa: Plymouth Baraacuda.
Sa: Dodge Challenger.
H. Seeger: Proiectarea şi arhitectura camioanelor Mercedes-Benz.
K. Ludvigsen: Ford GT (Mark II, X—1, Mark II-A, II B).

Belgique-Automobile

Nr. 11—30 nov 1969

Noutăţi la Fiat.
Noul Spider Alfa Romeo 1300 Junior Z.
Vauxhall Viva GT îmbunătăţită. Transmisia automată la Victor şi Ventora.
Noile Coupé şi Spider Moretti 128.
Noua Lancia Fulvia Berline.
Un nou Daimler Sovereign.
La volanul unui Autobianchi A112 (G. Asseltergs).
Salonul de la Tokyo (Ph. de Barsey).
Automobilele 1970 ale grupului Chrysler.
Noile Mini — Austin şi Morris 1300 GT.
Simca Pierre Cardin.
Uzura anvelopelor.



BALKANCAR — PRODUCATOR VEDETA
Calitate superioară, varietăţi multiple, clientela numeroasă !

CARUCIOARELE TERMICE

elevatoare universale cu putere de ridicare mare, cu platformă sau basculante conform alegerii dvs., cu motor Diesel sau cu motor cu benzină

permit realizarea unor importante economii în cheltuielile de manipulare, datorită mecanizării operaţiilor de transport şi de stocaj ale incărcăturilor.

Dotate cu o gamă largă de dispozitive interschimbabile, aceste cărucioare se pretează la manipularea celor mai variate încărcături.

DESERVIREA SI PIESELE DE SCHIMB SINT GARANTATE

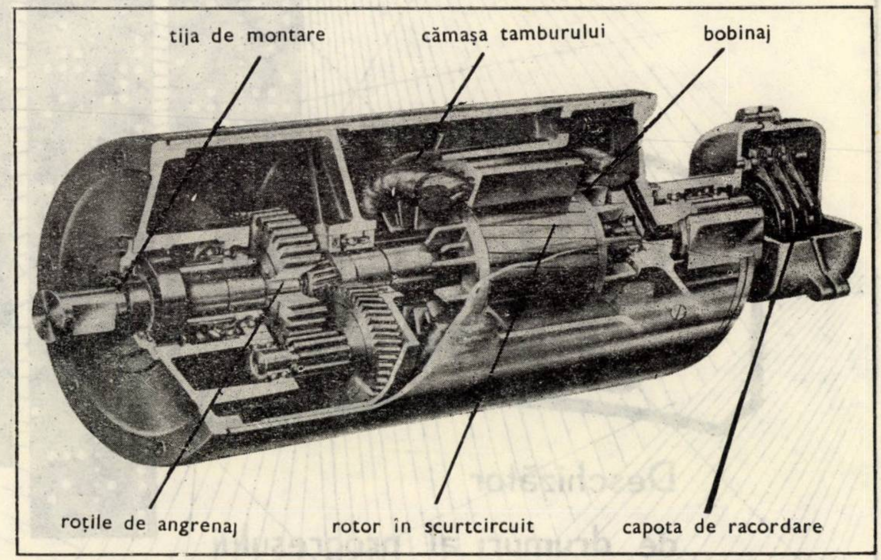
Pentru orice informaţii sau cerere de ofertă binevoiţi a vă adresa la :
BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export"
Bulgaria, Sofia,
56, str. Alabine
Telex : 386
Telegrame: Balkancarimpex — Export Sofia

balkancar

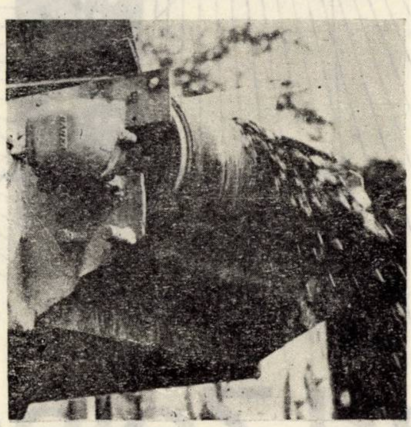
PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Tamburul acționează banda transportoare



Benzile transportoare sînt supuse adesea unor condiții grele de sarcină mare cu materiale transportate brute, climă nefavorabilă și schimbare frecventă a locului de lucru.
Acestor solicitări trebuie să le corespundă și elementul de acționare, care trebuie să fie robust și rezistent și să lucreze, pe cît posibil fără elemente reductoare, care sînt expuse avariilor.
Motoarele tambur BAUER prezintă cea mai simplă rezolvare constructivă, deoarece motorul, reductorul și tamburul de acționare formează o unitate cu gabarit redus.
Din această cauză motoarele tambur BAUER pot fi montate în cel mai scurt timp la banda transportoare Ele au o greutate redusă, sînt etanșe la praf și jeturi de apă.
La comandă specială, motoarele tambur BAUER pot fi livrate și în execuție antiexplozivă, siguranță sporită, putere de la 0,05 la 25 CP, viteza benzii de la 0,016 la 3 m/s.
La cerere trimitem prospecte interesante cu adresele reprezentanțelor uzinale și ale atelierelor.

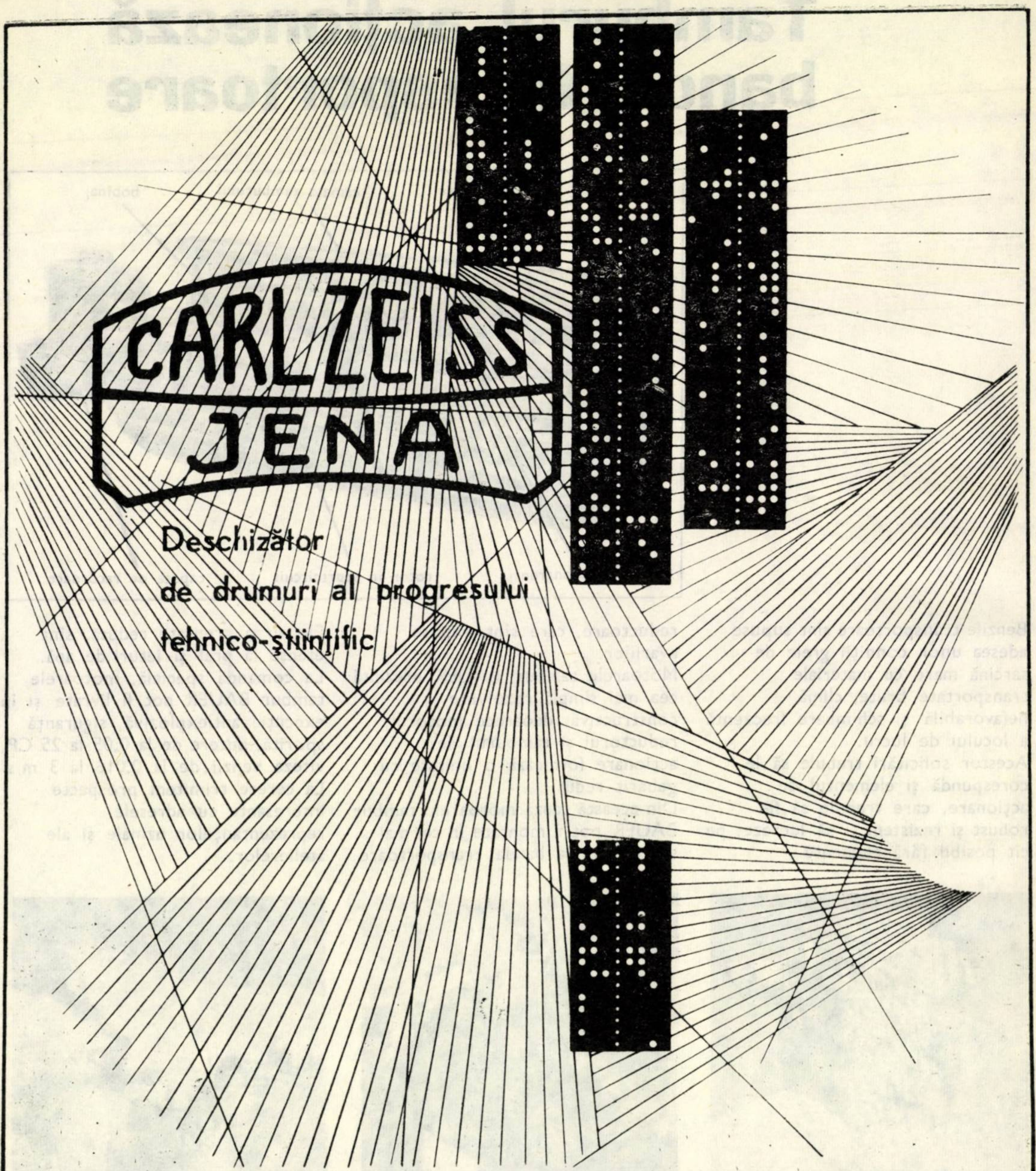


202 12/670

BAUER

Eberhard Bauer
D 73 Esslingen-Neckar
Republica Federală a Germaniei

Forța de acționare — Motoarele tambur

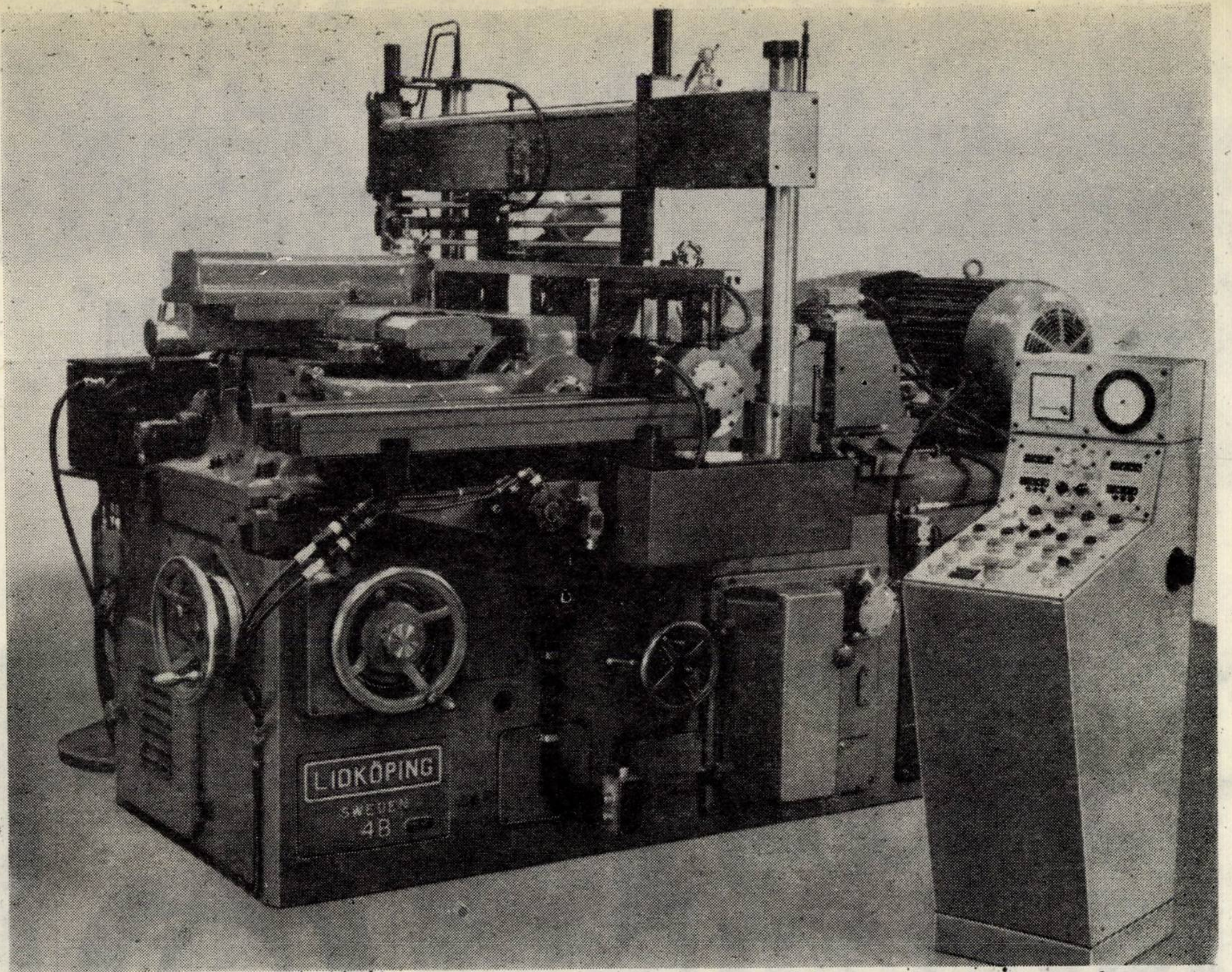


Deschizător
de drumuri al progresului
tehnico-științific

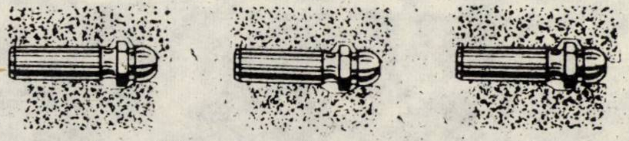
VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883



Rectificare fără vîrfuri a fusurilor filetate de reglare a supapelor



Industria competitivă a motoarelor urmărește cu perseverență creșterea producției și o cît mai mare precizie de fabricație. O prelucrare de mare precizie a multor părți componente vitale poate fi realizată prin mașina de rectificare fără vîrfuri.

De mai bine de 40 ani LIDKÖPING livrează marilor fabricanți de automobile din lumea întreagă mașini de rectificare fără vîrfuri, întreprinderea fiind în măsură să ofere soluții raționale în majoritatea problemelor de rectificare.

Prezentăm aici una dintre cele trei mașini pentru rectificarea de finisaj a șuruburilor de reglare, livrate prin Avtopromimport.

Mașina — un 4B standard — este echipată cu un dispozitiv de încărcare cu avans în trepte complet automatizat. Trei șuruburi de reglare pot fi rectificate simultan într-o singură operație, întregul ciclu și procesul de prelucrare fiind comandate de dispozitive în întregime automatizate. Păpușa pietrei de rectificat este, de asemenea, reajustată automat pentru a se compensa pierderile suferite de piatra de rectificat prin uzură și operații de prelucrare.

Un dispozitiv rotativ cu diamant execută prelucrarea. Această mașină de mare producție rectifică piesele cu toleranțe de diametre foarte mici și cu mare precizie de formă.

Date asupra rectificării:

Eliminare	0,45
Rotunjire	5 μm
Indreptare	10 μm
Finisaj de suprafață	0,5 μm CLA
Producția	3×300/h

LIDKÖPING

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AB

Postal Address: Box 146 S-531.01 Lidköping, Tgm. Verkstanden. Telex. 5047

PUBLICOM

IHA 70

EXPOZIȚIE INTERNAȚIONALĂ DE MAȘINI-UNELTE LA HANOVRA DE LA 6—15 SEPTEMBRIE 1970

1200 expozanți din 25 de țări expun peste 7000 de mașini, de la mașina de forjat pînă la centrul de prelucrare. Pe o suprafață de 90 000 m² se oferă, sistematic prezentat, diferitele noutăți tehnice cu posibilitatea optimală de a compara mașinile, sculele de precizie și accesoriile; la Hanovra parcurgeți cu privirea tehnica de astăzi și de miine.

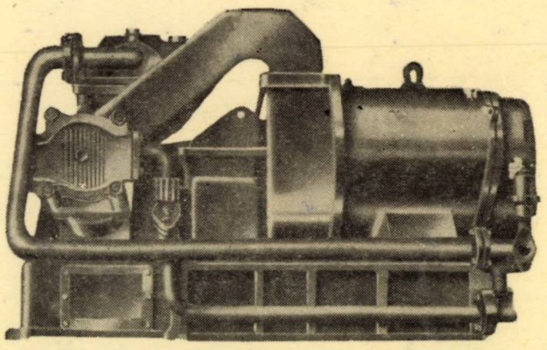
Informații amănunțite primiți
de la
GENERALKOMMISSARIAT der
IHA 70
D — 3000 Hannover —
Messegelände
Telefon (0511) 89 24 51; telex
09—22728

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963

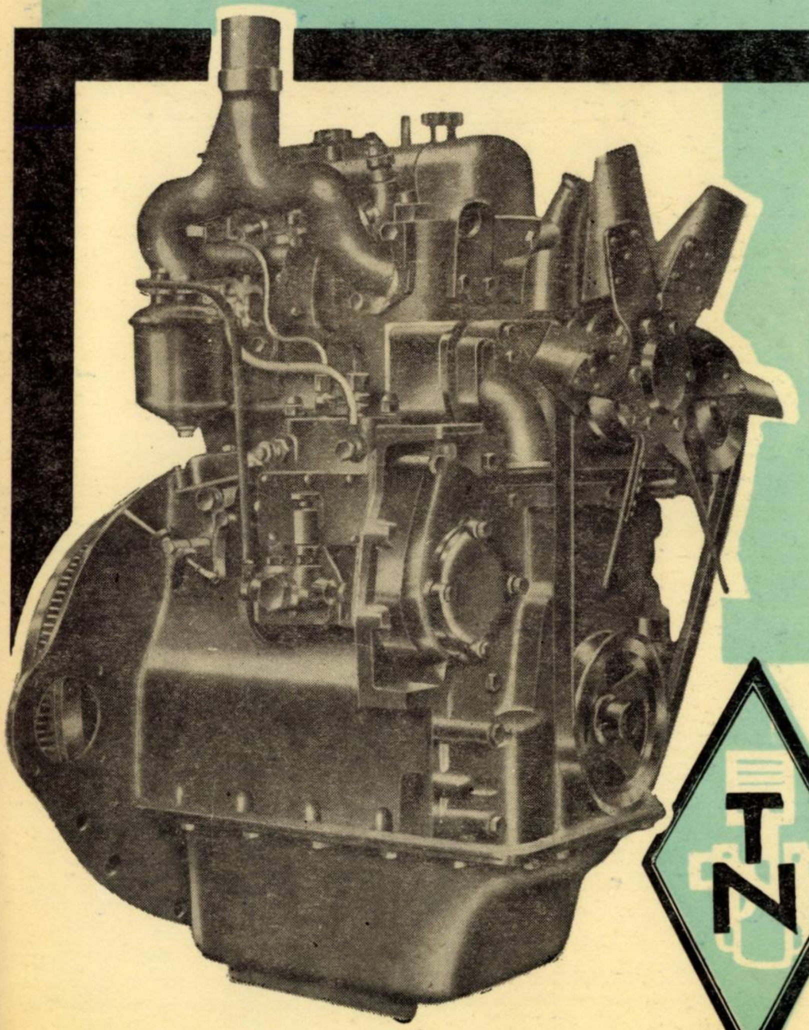
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE
Timpuri Noi
BUCUREŞTI

execută şi livrează în ţară şi străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min şi presiuni de 4—14 kgf/cm² pentru:

- Locomotive
- Instalaţii petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Şantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcţii
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general şi speciale
- Generatoare de c.a. şi c.c.
- Motoare şi motoridicătoare
- Ambarcaţiuni
- Utilaje pentru silvicultură

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi".

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER ; unități de pompare de 1,5 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL ; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 – 12
București tel. 31.51.02

E 39279

R
05

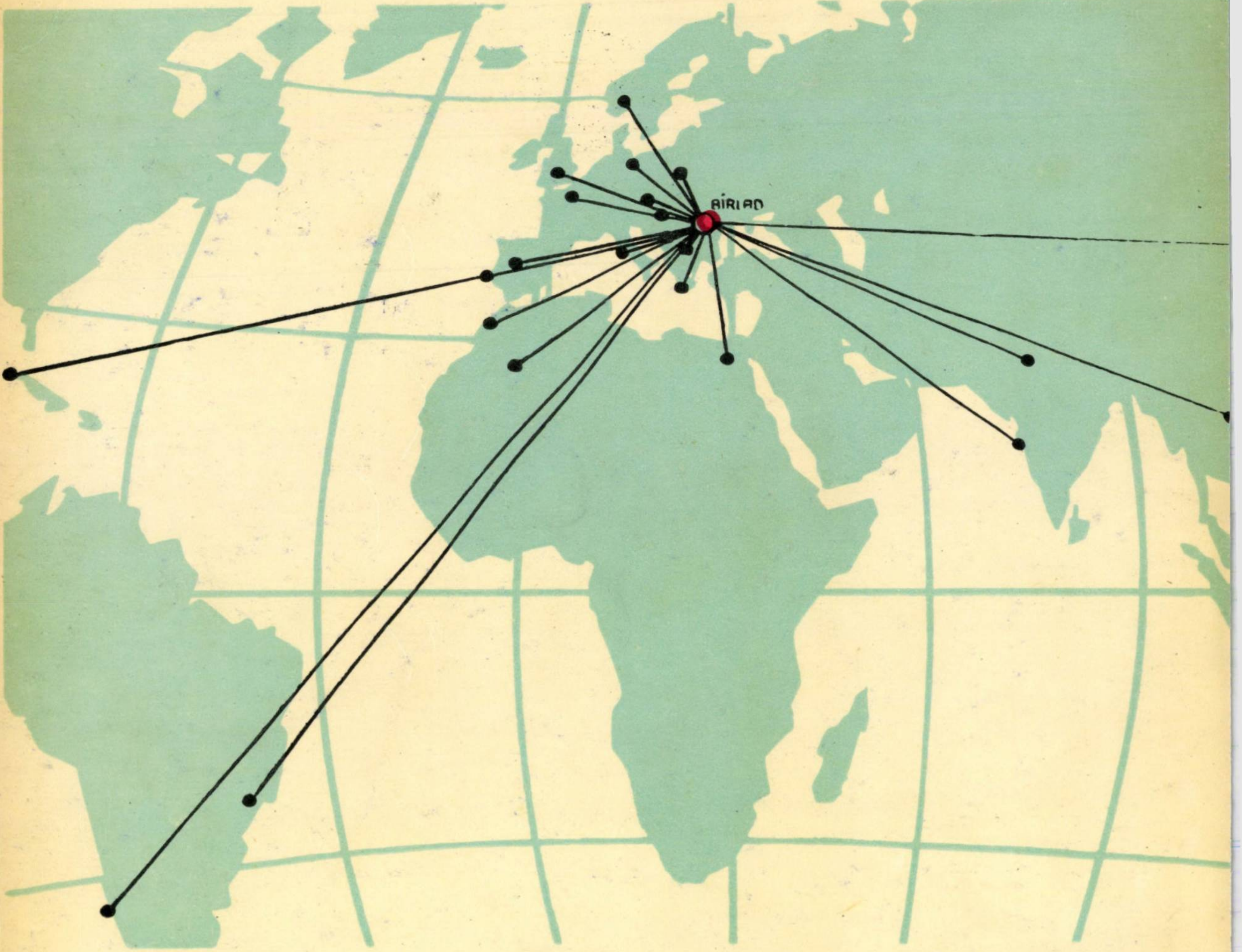
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 5 • MAI 1970

CT
411

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri:
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

FRB
MADE IN ROMANIA

E 3279

uzina

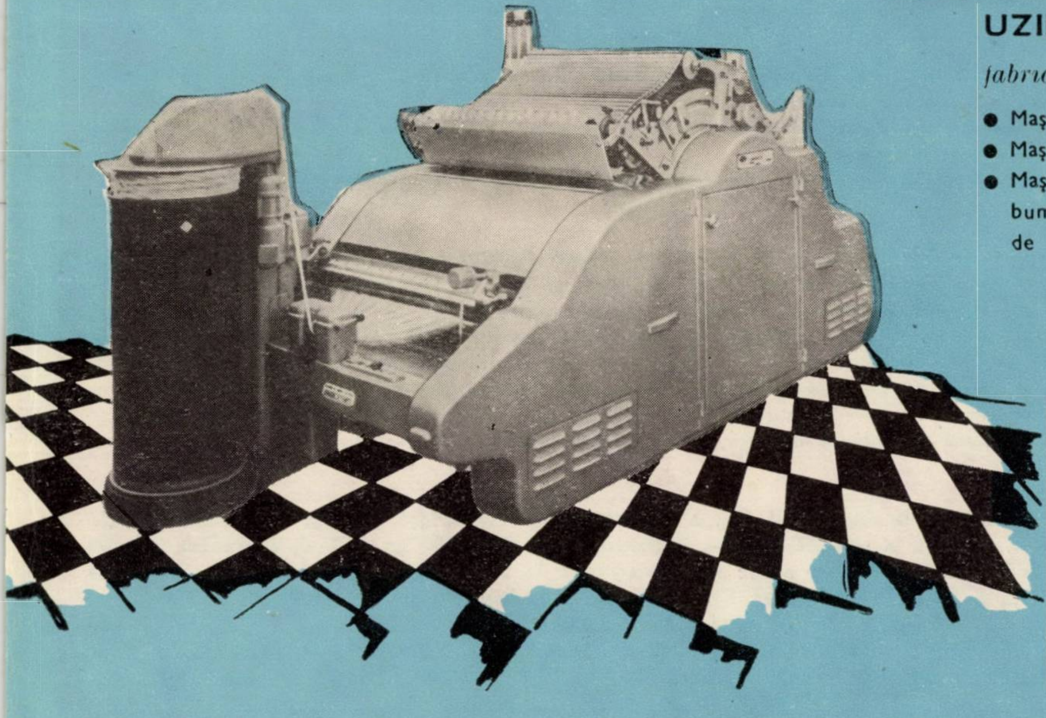
UNIREA

cluj

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ

CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol, dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor. De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm, sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).



UZINA „*Unirea*” CLUJ

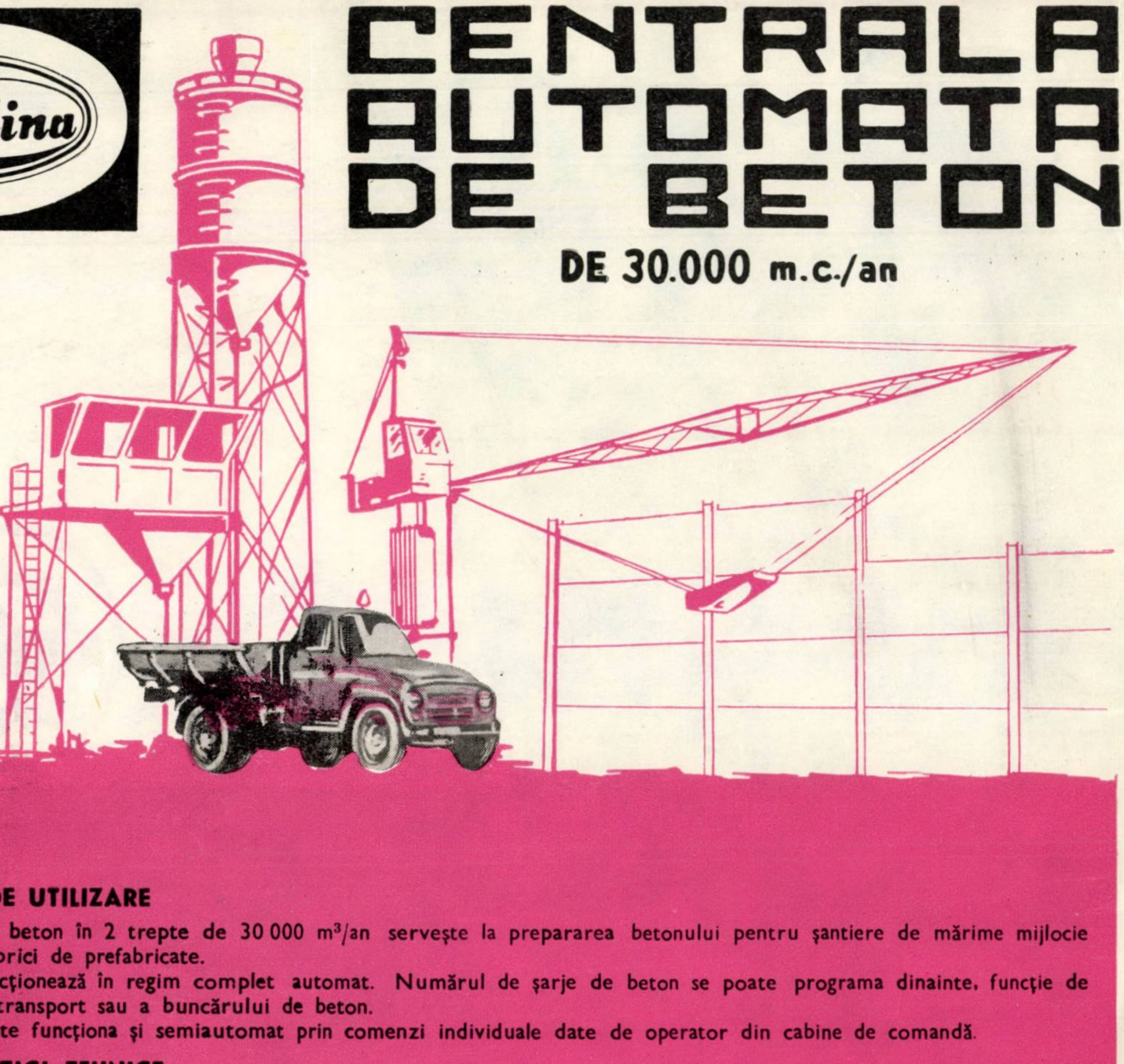
fabrică pentru piața internă și externă:

- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Mașini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Diferite piese de schimb

UZINA MECANICA „NICOLINA" IASI

CENTRALA AUTOMATA DE BETON

DE 30.000 m.c./an



DOMENIUL DE UTILIZARE

- Centrala de beton în 2 trepte de 30 000 m^3/an servește la prepararea betonului pentru șantiere de mărime mijlocie și pentru fabrici de prefabricate.
- Centrala funcționează în regim complet automat. Numărul de șarje de beton se poate programa dinainte, funcție de mijlocul de transport sau a buncărului de beton.
- Centrala poate funcționa și semiautomat prin comenzi individuale date de operator din cabine de comandă.

CARACTERISTICI TEHNICE

▲ productivitatea medie (în regim automat) 14 m^3/h; ▲ productivitatea anuală 300 000 m^3/an; ▲ numărul orelor de lucru pe an 2 150 ore; ▲ Centrala automată de beton de 30 000 m^3/an se compune din: ▲ betonieră cu amestec forțat cu capacitatea cuvei 500 l; ▲ dozator de agregate gravimetric cu cadran, sarcină maximă 1 000 kg; ▲ dozator de ciment gravimetric cu cadran, sarcină max. 200 kg; ▲ dozator automat de apă, doză maximă 100 l; ▲ siloz de agregate la sol pentru 4 sorturi; ▲ siloz de ciment cu capacitatea de 25 t; ▲ buncăr de beton cu capacitatea de 2 m^3; ▲ instalația de apă cu hidrofor de 750 l (în cazul montării centralei într-o zonă unde lipsește sursa de apă sub presiune).

Pentru funcționarea pe timp de iarnă, centrala este prevăzută cu o instalație de încălzire cu aburi a agregatelor care consumă o cantitate de căldură de 450 000 kcal/h.

PERFORMANȚE TEHNICE

Dozator de agregate: eroarea tolerată la cîntărire ± 1% ▲ eroarea tolerată la dozare ± 2%; **Dozator de ciment:** eroarea tolerată la cîntărire ± 0,5% ▲ eroarea tolerată la dozare de la 30 la 100 kg ± 1 kg ▲ eroarea tolerată la dozare de la 100 la 200 kg ± 1%; **Dozator de apă:** eroarea tolerată la dozare pînă la 60 l ± 1,8 l ▲ eroarea tolerată la dozare peste 60 l ± 3% ▲ Puterea instalată 58 kW. ▲ Personal de deservire 2 persoane din care: 1 persoană în cabina de comandă și un draglinist.

- Printre produsele noastre se mai numără și instalații transportabile de prepara tmixturi asfaltice 35—40 t/h., screpere pe cablu de 1,5 și 3 m^3, nivelatoare tractate, centrale mobile de beton de 10—15 000 m^3/an și centrale automate de beton de 60 000 m^3/an.

uzina

INDEPENDENTA

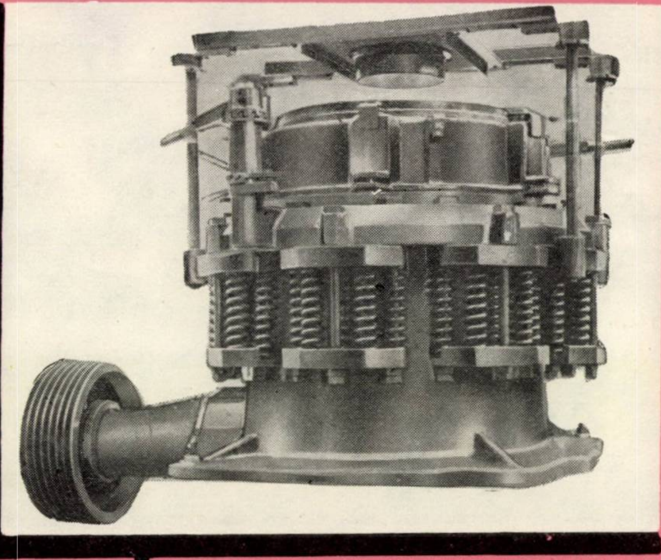
Sibiu

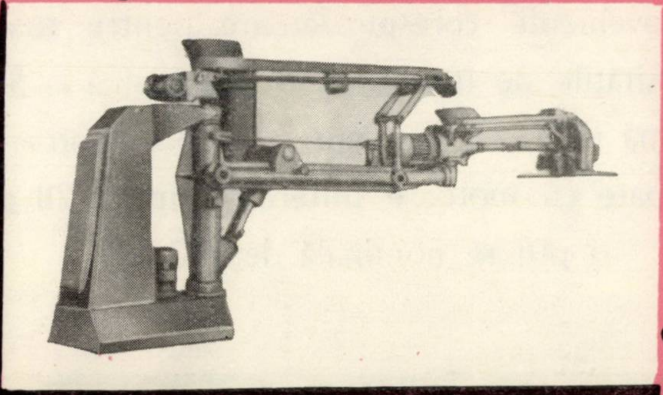
Execută şi livrează pe bază de repartiţii:

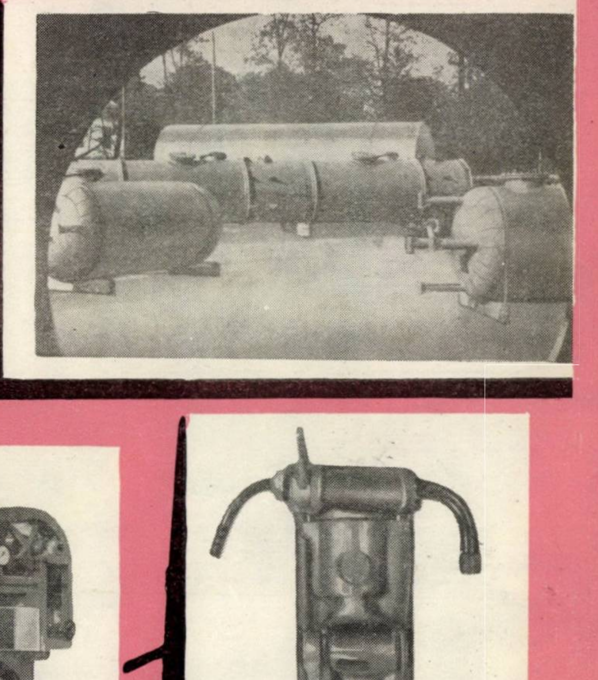
- Utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi linii tehnologice pentru prefabricate din beton
- Utilaje şi linii tehnologice complexe pentru industria chimică şi rafinării
- Utilaje pentru mecanizarea produselor de vinificare
- Utilaje tehnologice pentru industria siderurgică şi pentru turnătorii
- Lanţuri cu role pentru industria petrolieră
- Unelte pneumatice pentru lucrări miniere, precum şi de uz general

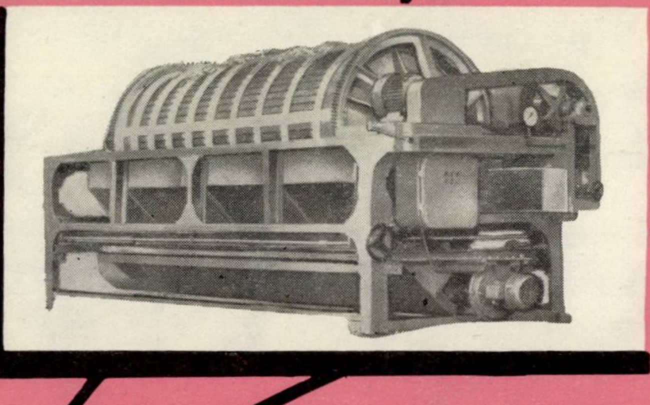
STR. KARL MARX 33 — TELEFON: 21.000

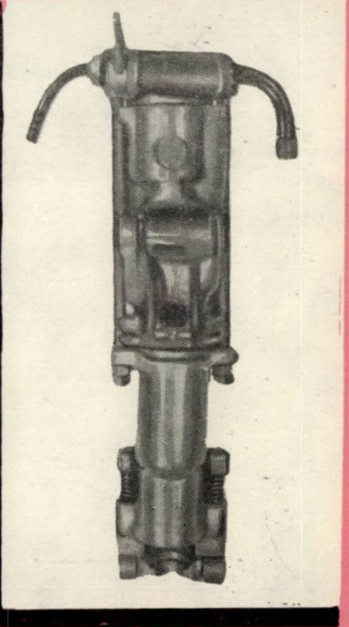
INDEPENDENTA SIBIU

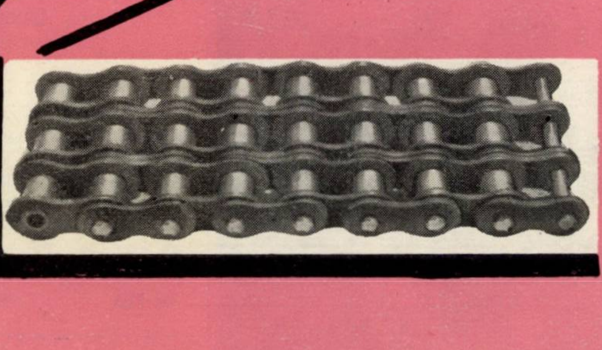






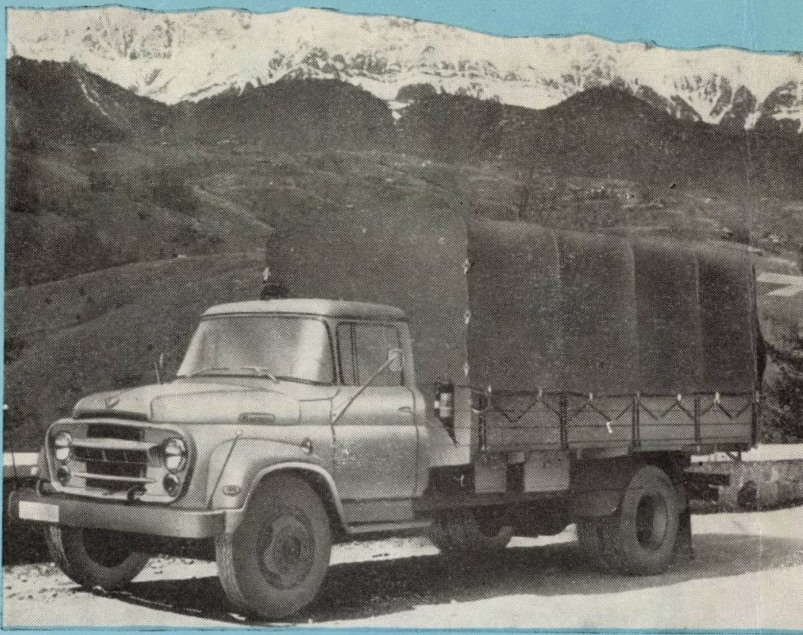




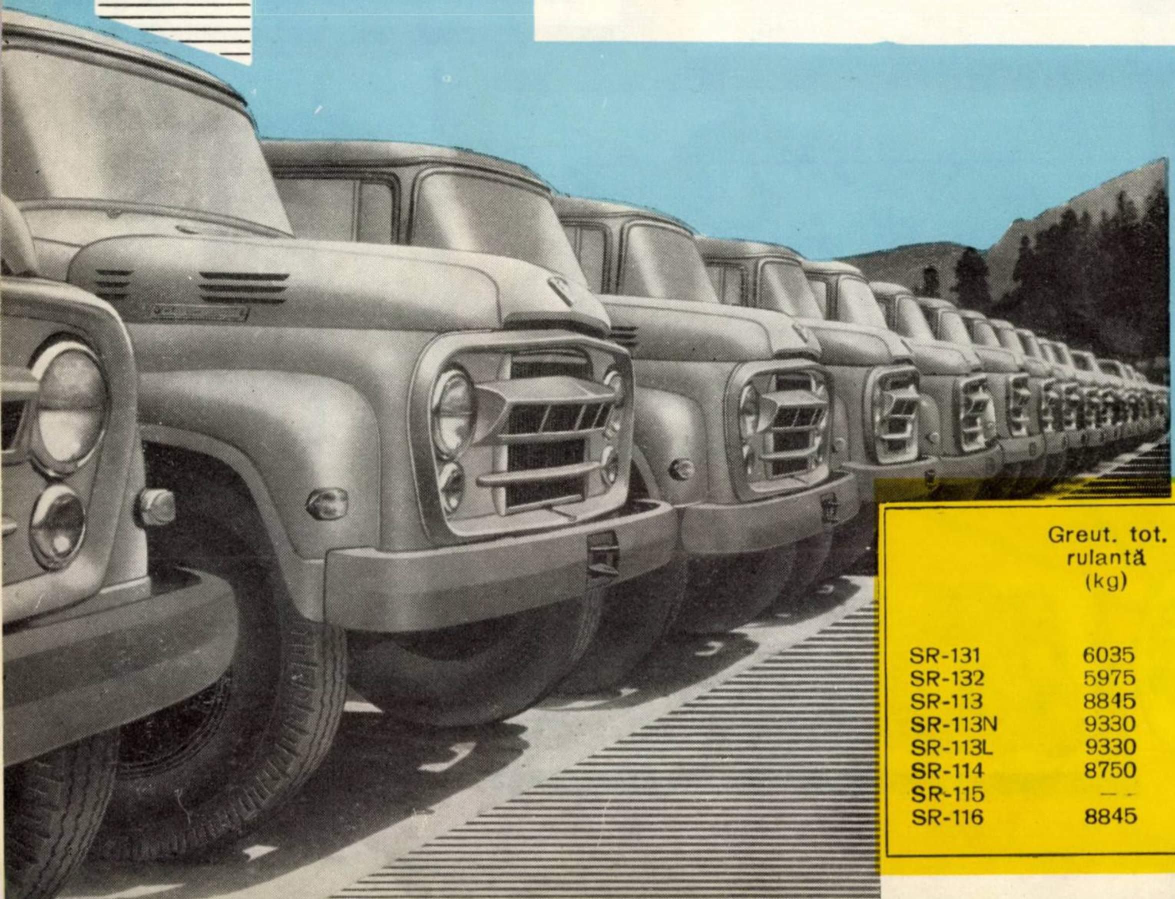


UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:



Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	—	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	—	80

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, MAI, Nr. 5, 1970

REFERAL VA

CUPRINS

BENCHE, V.: Influența regimului curgerii lichidului și a jocului radial asupra calității funcționale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între ele. 257 c

CRUDU, I., IVĂNESCU. I., NECULĂIASA, V., BĂBĂLĂU, D. și ROTARU, A.: Influența bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare. 262 c

DRĂGHICI, G., POPESCU, I., HOLLANDA, D. și PIUKOVICI, I.: Studii asupra îmbunătățirii calității cămășilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane și tractoare. 268 c

ENACHE, ȘT.: Probleme de bază și tendințe în proiectarea și fabricația sculelor așchietoare. 274 c

GEORGESCU, V.: Caracteristicile de sudare ale electrozilor EL-44T-titanic—STAS 7240-65. 280

IGNAT, V.: Contribuții la cinematica frezării. 284

LĂZĂRESCU, E.: Studiul mișcării unei bule de cavitație sub influența unui cîmp de vibrații mecanice într-o conductă de injecție a unui motor D-103. 289

MORRES, P.: Amplasarea preselor mari pe fundații-canal. 291

MOȘU, N.: Determinarea momentului forțelor de inerție pentru mecanismul bielă-manivelă general. 293

NĂSTASE, M.: Metodă pentru calculul coeficienților de atenuare a radiațiilor roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă. 297

PĂSTRAV, I. și MIRON LUCIA: Calculul arcurilor sinus. 303

POPESCU, I.: Asupra ecruisării căilor de rulare a rulmenților radiali cu bile. 307 c

RĂDULESCU, AL., MICU, C. și UNGUREANU, I.: Contribuții la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidității statice a strungurilor normale. 312

DOCUMENTARE 317
RECENZII 320
CRONICĂ 322
REVISTA REVISTELOR 323

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.
Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.375.026 : 532.5

Benche, V. : **Influenţa regimului curgerii lichidului şi a jocului radial asupra calităţii funcţionale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între elemente.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 257–262

CZ 621.892.9.621.891

Crudu, I., Ivănescu, I., Neculăiasa, V., Băbălău, D. şi *Rotaru, A.* : **Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 262–267

CZ 621.431.73–222.2

Drăghici, G., Popescu, I., Hollanda, D. şi *Piukovici, I.* : **Studii asupra îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane şi tractoare.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 268–274

CZ 621.9.01

Enache, Şt. : **Probleme de bază şi tendinţe în proiectarea şi fabricarea sculelor aşchietoare.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 274–279

CZ. 621.791.7.037

Georgescu, V. : **Caracteristicile de sudare ale electrozilor EL-44T-titanic – STAS 7240-65.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 280–284

CZ 621.914

Ignat, V. : **Contribuţii la cinematica frezării.**

Construcţii de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 284–288

CZ 621.436

Lăzărescu, E. : **Studiul mişcării unei bule de cavitaţie sub influenţa unui cîmp de vibraţii mecanice într-o conductă de injecţie a unui motor D-103.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 289–291

CZ 621.979

Morres, P. : **Amplasarea preselor mari pe fundaţii-canal.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 291–293

CZ 621.827.1/.2

Moşu, N. : **Determinarea momentului forţelor de inerţie pentru mecanismul bielă-manivelă general.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 293–296

CZ 620.179.152.1

Năstase, M. : **Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 297–302

CZ 621–272

Păstrav, I. şi *Miron Lucia* : **Calculul arcurilor sinus.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 303–306

CZ 621.822.7

Popescu, I. : **Asupra ecruisării căilor de rulare a rulmenţilor radiali cu bile.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 307–312

CZ 621.941.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. şi *Ungureanu, I.* : **Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor normale.**

Construcţia de maşini 22 (1970), nr. 5, p. 312–316

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redactor şef: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 5191.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.375.026 :532.5
Бенке, В.: **Влияние режима течения жидкости и радиального зазора на функциональные статистические свойства гидравлического усилителя мощности с разомкнутой связью между элементами.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 257–262

ДК 621.892.9:621.891
Круду, И., Ивэнеску, И., Некулеэяса, В., Бэбэлэу, Д. и *Ротару, А.:* **Влияние отечественного бисульфида молибдена, добавляемого к смазочному маслу, на коэффициент трения и скольжения.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 262–267

ДК 621.431.73–222.2
Дрэгич, Г., Попеску, И., Голланда, Д. и *Пюкович, И.:* **Исследования по улучшению качества втулок цилиндров тракторных и автогрузовых двигателей.**
Constructia de maşini 22 (1970) No 5, стр. 268–274

ДК 621.9.01
Енаке, Шт.: **Основные проблемы и тенденции в проектировании и изготовлении режущих инструментов.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 274–279

ДК 621.791.7,037
Джорджеску, В.: **Сварочные характеристики электродов EL 44T— титаник — СТАС 7240—65.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 280–284

ДК 621.914
Игнат, В.: **К вопросу кинематики фрезерования.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 284–288

ДК 621.436
Лэзэреску, Е.: **Изучение движения кавитационного пузыря под влиянием поля механических вибраций в впрыскивающем трубопроводе двигателя Д-103.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 289–291

ДК 621.979
Моррес, П.: **Размещение больших прессов на фундаменте-канале.**
Constructia de maşini 22(1970), No 5, стр. 291–293

ДК 621.827.1/.2
Мошу, Н.: **Определение момента сил инерции для общего кривошипно-шатунного механизма.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 293–296

ДК 620.179.152.1
Нэстасе, М.: **Метод расчета коэффициента затухания рентгеновских излучений, применяемых в недеструктувной дефектоскопии.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 297–302

ДК 621–272
Пэстрэв, И. и *Мирон Лучиа:* **Расчет синусных дуг.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 303–306

ДК 621.822.7
Попеску, И.: **Исследование холодного наклёпывания рольгангов радиальных шарикоподшипников.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 307–312

ДК 621.941.001.5
Рэдулеску, Ал., Мику, К. и *Унгуряну, И.:* **Разработка методики исследования статической жесткости токарно-винторезных станков.**
Constructia de maşini 22 (1970), No 5, стр. 312–316

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.375.026 : 532.5
Benche, V.: **Einfluss des Flüssigkeitsflusses und des radialen Spiels auf die statischen Betriebseigenschaften des hydraulischen Leistungsvertärkers mit offener Verbindung zwischen den Elementen**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 257–262

DK 621.892.9 : 621.891
Crudu, I., Ivănescu, I., Neculăiasa, V., Băbălău, D. und *Rotaru, A.:* **Einfluss des einheimischen Molybdänbisulfits, als Zusatz in Schmierölen auf den Reibungs-und Gleitkoeffizienten**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 262–267

DK 621.431.73–222.2
Drăghici, G., Popescu, I., Hollanda, D. und *Piukovici, I.:* **Studien in bezug auf die Qualitätsverbesserung der Zylinderbüchsen der LKW-und Traktorenmotoren**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 268–274

DK 621.9.01
Enache, St.: **Grundprobleme und Ausrichtungen im Entwurf und der Fertigung spanabhebender Werkzeuge**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 274–279

DK 621.791.7.037
Georgescu, V.: **Schweisskennzeichen der Titanelektroden EL-44T-STAS 7240-65**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 280–284

DK 621.914
Iqnat, V.: **Beiträge zur Kinematik des Fräsens**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 284–288

DK 621.436
Lăzărescu, E.: **Untersuchung der Bewegung einer Hohlraumblase unter dem Einfluss eines mechanischen Schwingungsfeldes in der Einspritzleitung eines D-103-Motors**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 289–291

DK 621.979
Morres, P.: **Aufstellung der Grosspressen auf Kanalgründung**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 291–293

DK 621.827.1/.2
Moşu, N.: **Bestimmung des Trägkeitskräftemoments für den allgemeinen Mechanismus Pleulstange-Kurbelwelle**
Constructia de maşini 22 (1970, H. 5, S. 293–296

DK 620,179.152.1
Năstase, M.: **Verfahren zur Berechnung der Dämpfungskoeffizienten der, in der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung verwendeten Röntgenstrahlen**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 297–302

DK 621–272
Păstrav, I. und *Miron Lucia*: **Berechnung der Sinusfedern**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 303–306

DK 621.822.7
Popescu, I.: **Uber die Kalthärtung der Rollflächen radialen Kugellager**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 307–31

DK 621.941.001.5
Rădulescu, Al., Micu, C. und *Ungureanu, I.:* **Beiträge zur Ausarbeitung eines Verfahrens für die Untersuchung der statischen Starrheit normaler Drehmaschinen**
Constructia de maşini 22 (1970), H. 5, S. 312–316

SOMMAIRE

CD 621.375.026 : 532.5

Benche, V. : **L'influence de l'écoulement du liquide et du jeu radial sur les qualités fonctionnelles statiques de l'amplificateur hydraulique de puissance à communication ouverte entre les éléments.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 257–262

CD 621.892.9 : 621.891

Crudu, I., Ivănescu, I., Neculăiasa, V., Băbălău, D. et *Rotaru, A.* : **L'influence du bisulfure de molybdène indigène additionné à l'huile de graissage sur le coefficient de frottement de glissement.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 262–267

CD 621.431.73–222.2

Drăghici, G., Popescu, I., Hollanda, D. et *Piukovici, I.* : **Etude sur l'amélioration de la qualité des chemises des cylindres des moteurs pour camions et tracteurs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 268–274

CD 621.9.01

Enache Şt. : **Problèmes fondamentaux et tendances dans l'élaboration du projet et la fabrication des outils à découper.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 274–279

CD 621.791.7.037

Georgescu, V. : **Les caractéristiques de soudage des électrodes EL-44T-titanique – STAS 7240-65.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 280–284

CD 621.914

Ignat, V. : **Contributions à la cinématique du fraisage.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 284–288

CD 621.436

Lăzărescu, E. : **L'étude du mouvement d'une bulle de cavitation sous l'influence d'un champ de vibrations mécaniques dans la conduite d'injection d'un moteur D-103.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 289–291

CD 621.979

Morres, P. : **L'emplacement des grandes presses sur des fondations-canal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 291–293

CD 621.827.11.2

Moşu, N. : **La détermination du moment d'inertie pour le mécanisme bielle-manivelle en général.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 2, p. 293–296

CD 620.179.152.1

Năstase, M. : **Méthode pour le calcul des coefficients d'atténuation des radiations roentgen utilisées dans la défectoscopie non destructive.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 297–302

CD 621–272

Păstrav, I. et *Miron Lucia* : **Le calcul des ressorts sinus.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 303–306

CD 621.822.7

Popescu, I. : **Sur l'écrouissage des gorges de roulement pour les roulements radiaux à billes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 307–312

CD 621.941.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. et *Ungureanu, I.* : **Contributions à l'élaboration d'une méthode d'étude de la rigidité statique des tours normaux.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 5, p. 312–316

CONTENT

DC 621.375.026.532.5

Benche, V. : **Influence of liquid flow regim and radial play on the static functional qualities of the hydraulic power amplifier with open connection between elements.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 5. p. 257–262

DC 621.892.9 : 621.891

Crudu, I., Ivănescu, I., Neculăiasa, V., Băbălău, D. and *Rotaru, A.* : **Influence of domestic molybdenum disulphide added to lubrication oils on the friction – gliding coefficient.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 5. p. 262–267

DC 621.431.73–222.2

Drăghici, G., Popescu, I. Hollanda, D. and *Piukovici, I.* : **Studies on quality improvement of cylinder sleeves of lorry and tractor motors.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 5. p. 268–274

DC 621.9.01

Enache, Şt. : **Basic problems and trends in designing and fabrication of chipping tools.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 274–279

DC 621.791.7.037

Georgescu, V. : **Welding features of EL-44T-titanic-STAS 7240-65 electrodes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 280–284

DC 621.914

Ignat, V. : **Contributions to milling kinematics.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 284–288

DC 621.436

Lăzărescu, E. : **Study of the movements of a cavitation bubble influenced by a field of mechanical vibrations inside an injection conduit of a D-103 motor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 289–291

DC 621.979

Morres, P. : **Location of big presses on canal-type foundations.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 291–293

DC 621.827.11.2

Moşu, N. : **Determination of the moment of inertia forces in a general handle-connecting-rod mechanism.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 293–296

DC 620.179.152.1

Năstase, M. : **Method for the calculation of the attenuation coefficients of Roentgen rays utilised in non destructive fault finding.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 297–302

CD 621–272

Păstrav, I. and *Miron Lucia* : **Calculation of sine arcs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 303–306

DC 621.822.7

Popescu, I. : **On peening of radial ball-bearing races.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 307–312

DC 621.941.001.5

Rădulescu, Al. Micu, C. and *Ungureanu, I.* : **Contributions to a checking method of the static rigidity of standards lathes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 5. p. 312–316

CZ 621.375.026:532.5

Influenţa regimului curgerii lichidului şi a jocului radial asupra calităţilor funcţionale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între elemente

Dr. ing. Victor BENCHE — Şef lucrări, Institutul politehnic-Braşov
Ing. Lidia BENCHE — Şef lucrări, Institutul politehnic-Braşov

Sistemele hidraulice de comandă cu legătură deschisă între elemente sînt structurate conform schemei : dispozitiv pilot-element intermediar-element de execuţie [1], [2], [3]. Acţiunea iniţială (de intrare) este transmisă unui element intermediar, care transformă şi transmite această acţiune la motorul de execuţie (ieşire), care realizează mişcările sau funcţiile necesare.

Lipsa unei legături inverse între elementele următoare şi cele precedente face ca principiul de funcţionare să se bazeze pe folosirea proprietăţilor speciale de limitare a variaţiei anumitor parametri fizici, pe care le posedă unele elemente care fac parte din sistem (de exemplu, viteza de execuţie a unui motor hidrostatic poate fi reglată prin reglajul debitului de lichid admis). Pentru înlăturarea discordanţei sistemului este necesară o reglare suplimentară, care se realizează de obicei pe cale manuală sau, mai rar, în mod automat.

Pentru amplificarea semnalelor de intrare cu putere mică se folosesc diferite amplificatoare, care folosesc energia unei surse exterioare. Din acest punct de vedere se deosebesc sisteme cu acţiune directă, la care deplasarea într-o nouă poziţie a elementului de comandă este realizată direct, pe seama energiei dispozitivului pilot care dă semnalele de comandă, şi sisteme cu acţiune indirectă, la care energia pentru deplasarea organului de comandă este luată de la un element intermediar asupra căruia acţionează dispozitivul pilot.

La definirea calităţilor funcţionale ale servomecanismelor [4], [5], [6], se adoptă, în mod simplificator, ipoteza curgerii laminare a lichidului prin ferestrele de trecere ale dispozitivului de comandă şi distribuţie şi a jocurilor radiale din ansamblurile sertar-bucşă nule.

În lucrare se analizează influenţa regimului curgerii lichidului şi a jocului radial din dispozitivul de comandă al amplificatorului hidraulic de putere cu sertar pilot cu patru gulere active (de comandă) şi patru căi, cu acoperire negativă (joc iniţial) şi distribuitor cu sertar comandat, cu patru gulere, cu acoperire nulă, fără legătură de reacţie, asupra calităţilor sale funcţionale statice, în regim permanent (dependenţa căderii de presiune la capetele sertarului distribuitor comandat şi a poziţiei sale de semnalul de intrare — de comandă —, sensibilitatea, coeficientul de amplificare etc.).

Se adoptă ipotezele simplificatoare : lichidul este incompresibil; scăpările de lichid şi rezistenţele hidraulice în conducte sînt nule ; coeficienţii de debit şi de rezistenţe locale pentru ferestrele de trecere ale sertarului pilot sînt constanţi.

Se consideră schema de principiu a amplificatorului hidraulic de putere din figura 1.

Se utilizează următoarele simboluri şi notaţii :

x — coordonata mişcării sertarului pilot (pentru poziţia neutră, $x = 0$);

x_0 — acoperirea negativă (jocul iniţial) în sertarul pilot ;

x_{sd} — coordonata mişcării sertarului distribuitorului ;

Δ_r — jocul radial (uniform) în ansamblul sertarului pilot ;

d — diametrul gulerului sertarului pilot ;

$K_s = \beta\pi d$ — dimensiunea ferestrei de trecere, măsurată pe lungimea circumferinţei gulerului sertarului pilot (dacă fereastra este executată pe întreaga circumferinţă a bucşei $\beta = 1$) ;

A_{10}, A_{20} — suprafaţa secţiunii de trecere a ferestrelor de admisie şi evacuare ale sertarului pilot, pentru poziţia sa neutră (mijlocie) ;

$A_{x0} = K_s\, x_0$ — suprafaţa secţiunii de trecere datorită jocului axial x_0, pentru poziţia neutră a sertarului pilot ;

ΔA — variaţia secţiunii de trecere a ferestrelor, în ipoteza $K_s = \text{const}$;

A_{sd} — suprafaţa frontală a capetelor sertarului distribuitorului ;

Q — debit de lichid la intrarea în sertarul pilot;

v_{10}, v_{20} — viteza curentului de lichid în ferestrele de admisie şi evacuare ale sertarului pilot, pentru poziţia sa neutră;

p_0 — presiunea lichidului la intrarea în sertarul pilot;

p_{10} — presiunea iniţială (pentru poziţia neutră a sertarului pilot) la capetele sertarului distribuitorului;

Δp_1 — variaţia presiunii într-o cameră din extremitatea distribuitorului cu sertar comandat;

Δ_p — căderea de presiune la capetele sertarului distribuitor;

ξ_1, ξ_2 — coeficienţi de proporţionalitate între căderea de presiune şi viteza lichidului, la curgerea în regim laminar prin ferestrele de admisie şi evacuare ale sertarului pilot;

χ_1, χ_2 — coeficienţi de proporţionalitate între căderea de presiune şi pătratul vitezei lichidului, la curgerea în regim turbulent, prin ferestrele de admisie şi evacuare ale sertarului pilot;

F — forţa necesară pentru deplasarea sertarului distribuitor;

k_r — rigiditatea arcurilor de centrare ale sertarului distribuitor;

k_h — „rigiditatea" forţei hidrodinamice a curentului de lichid care curge prin ferestrele distribuitorului cu sertar comandat;

$k = k_r + k_h$ — rigiditatea sumară a forţelor care acţionează asupra sertarului distribuitor;

$x_{sd\,max} = \dfrac{p_0 A_{sd}}{k}$ — valoarea de calcul maximă a deplasării sertarului distribuitor.

Parametri adimensionali:

$\mathrm{Re} = 2\dfrac{v\Delta}{\nu}$ — criteriul Reynolds pentru curgerea lichidului prin ferestrele sertarului pilot (v — viteza curentului; $\Delta = \sqrt{\Delta r^2 + (x_0 \pm x)^2}$; ν — viscozitatea cinematică a lichidului). După [6] şi [8] Re = 260 este critic pentru sertăraşele cilindrice. Prin urmare: Re < 260 — regim laminar, Re > 260 — regim turbulent;

$\varepsilon = \dfrac{\Delta r}{x_0}$ — jocul radial relativ;

$\pi_x = \dfrac{x}{x_0}$ — deplasarea relativă a sertarului pilot;

$\pi_{x_{sd}} = \dfrac{x_{sd}}{x_{sd\,max}}$ — deplasarea relativă a sertarului distribuitorului;

$\pi_A = \dfrac{\Delta A}{A_0}$ — variaţia relativă a secţiunii de trecere a ferestrelor sertarului pilot;

$\pi_p = \dfrac{\Delta p}{p_0}$ — căderea relativă de presiune la capetele sertarului distribuitor;

$\dfrac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}$ — indicatorul sensibilităţii amplificatorului.

Pentru poziţia neutră a sertarului pilot, ecuaţia debitului de lichid prin ferestrele de trecere este:

$$Q_0 = v_{10} A_{10} = v_{20} A_{20}. \tag{1}$$

I. *Pentru regimul de curgere laminar*

$$v_{10} = \frac{p_0 - p_{10}}{\xi_1};\quad v_{20} = \frac{p_{10}}{\xi_2}.$$

Cum ferestrele de admisie şi evacuare din corpul sertarului pilot sînt identice, $\xi_1 = \xi_2 = \xi$, se obţine condiţia:

$$A_{20} = \frac{p_0 - p_{10}}{p_{10}} A_{10}. \tag{2}$$

Deplasînd sertarul pilot din poziţia medie spre dreapta, pentru o nouă poziţie, condiţia de continuitate (1) devine:

$$[p_0 - (p_{10} + \Delta p_1)](A_{10} + \Delta A) =$$
$$= (p_{10} + \Delta p_1)(A_{20} - \Delta A). \tag{3}$$

Pe baza ecuaţiilor (2) şi (3) se obţine legea de variaţie a presiunii la capetele sertarului distribuitorului:

$$\Delta p = \frac{2p_0}{A_{10} + A_{20}} \Delta A. \tag{4}$$

Pentru $p_{10} = 0{,}5 p_0$ şi $A_{20} = A_{10} = A_0$, se obţine legea liniară:

$$\pi_p = \pi_A. \tag{4a}$$

Ecuaţia (4a) permite aprecierea măsurilor posibile pentru ridicarea sensibilităţii amplificatorului: creşterea presiunii de alimentare, micşorarea secţiunii ferestrei de trecere.

Considerînd existenţa jocului radial uniform în ansamblul sertarului pilot, secţiunea ferestrei de trecere este:

$$A_0 = K_s \sqrt{\Delta r^2 + x_0^2}, \tag{5}$$

iar variaţia sa, la deplasarea din poziţia neutră a sertarului:

$$\Delta A = K_s[\sqrt{\Delta r^2 + (x_0 + x)^2} - \sqrt{\Delta r^2 + x_0^2}]. \tag{6}$$

Cu parametri adimensionali, pe baza relaţiilor (5) şi (6) se obţine:

$$A_0=A_{x_0}\sqrt{\varepsilon^2+1}\,;\quad \Delta A_x=A_{x_0}[\sqrt{\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2}-$$
$$-\sqrt{\varepsilon^2+1}],$$

iar relaţia (4a) devine:

$$\pi_p=\sqrt{\frac{\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2}{\varepsilon^2+1}}-1. \qquad (7)$$

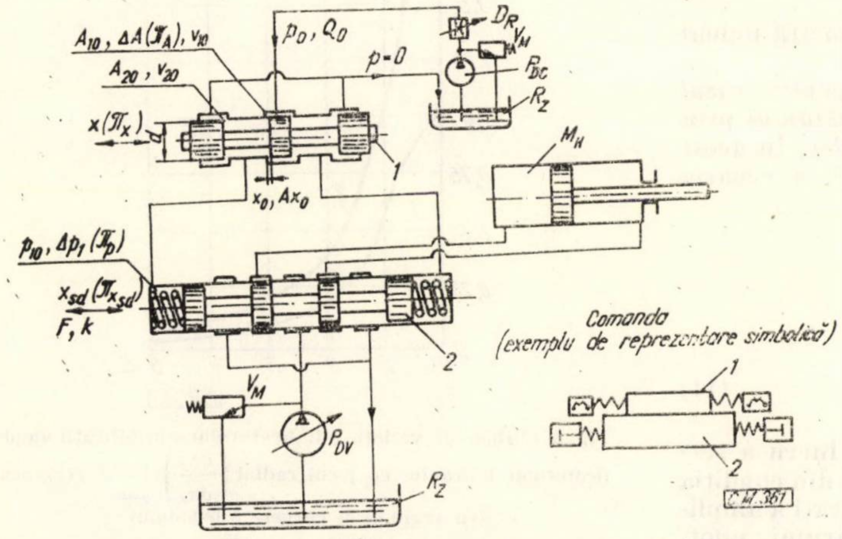


Fig. 1. Schema de principiu a amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între elemente:

1 – sertar pilot (în reprezentarea simbolică comandat electromagnetic cu poziţie reţinută cu arcuri); 2 – distribuitor cu sertar comandat hidraulic, cu centrare cu arcuri.

Relaţia (7) permite aprecierea influenţei jocului radial din ajustajul de comandă al amplificatorului asupra legii de variaţie a căderii relative de presiune din sertarul distribuitor π_p, cu deplasarea relativă a sertarului de comandă π_x. Jocul radial provoacă neliniaritatea acestei caracteristici, ea fiind cu atît mai accentuată cu cît jocul este mai mare (fig. 2).

Utilizînd rezultatele obţinute, se poate aprecia influenţa jocului radial din ansamblul de comandă asupra sensibilităţii amplificatorului hidraulic, determinată prin panta caracteristicii $\pi_p=f(\pi_x)$:

$$\left(\frac{\partial\pi_p}{\partial\pi_x}\right)_\varepsilon=\frac{1+\pi_x}{\sqrt{(\varepsilon^2+1)[\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2]}}. \qquad (8)$$

Cum sensibilitatea amplificatorului hidraulic se apreciază de obicei la începutul deplasării sertarului din poziţia neutră, ea poate fi definită prin relaţia:

$$\left(\frac{\partial\pi_p}{\partial\pi_x}\right)_{\pi_x=0}=\frac{1}{\varepsilon^2+1}. \qquad (8a)$$

Relaţia (8a) este reprezentată în figura 3 (curba *1*). Ea arată o scădere accentuată a sensibilităţii amplificatorului cu creşterea jocului radial. Astfel, de exemplu, considerînd drept etalon sensibilitatea la joc radial nul, pentru $\Delta r=x_0(\varepsilon=1)$ ea se micşorează de două ori, iar pentru $\Delta r=3x_0(\varepsilon=3)$ – de zece ori.

De relaţiile (7) şi (8) trebuie ţinut seamă la proiectarea şi executarea amplificatorului hidraulic. Micşorarea jocului radial relativ se poate obţine prin două mijloace: prin micşorarea valorii absolute a jocului radial Δr şi prin mărirea celui axial iniţial x_0. Primul este limitat de posibilităţile tehnologice de execuţie şi de pericolul „înţepenirii" sertarului la creşterea temperaturii sale de lucru, pătrunderea unor particule solide în alezaj etc., iar al doilea – de rapiditatea necesară (promptitudinea), care scade cu creşterea jocului iniţial, şi de considerente cu caracter energetic (mărirea jocului iniţial înrăutăţeşte gradul de utilizare al curentului de lichid).

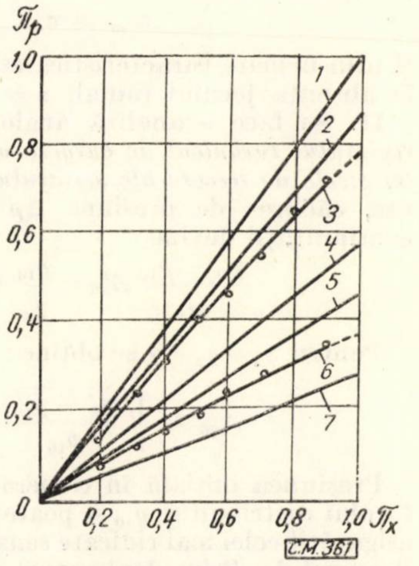


Fig. 2. Curbele de variaţie a căderii relative de presiune din distribuitorul cu sertar comandat cu deplasarea sertarului pilot — $\pi_p=f(\pi_x)_\varepsilon$ — :

1–$\varepsilon=0$; *2*–$\varepsilon=0{,}5$; *3*–$\varepsilon=0{,}5$; *4*–$\varepsilon=1$; *5*–$\varepsilon=1{,}25$; *6*–$\varepsilon=1{,}25$; *7*–$\varepsilon=2$.

Se apreciază influenţa jocului radial din ansamblul sertarului pilot asupra caracteristicii statice a amplificatorului hidraulic (se defineşte prin caracteristica statică dependenţa deplasării sertarului distribuitor de a celui de comandă).

Considerînd caracteristici liniare ale dispozitivului de centrare cu arcuri spirale a sertarului distribuitor şi ale forţei hidrodinamice neechilibrate a curentului de lichid:

$$F=(k_r+k_h)\,x_{sd}=kx_{sd}\,,$$

de unde :

$$\Delta p = \frac{k x_{sd}}{A_{sd}}. \qquad (9)$$

Pe baza relațiilor (9) și (7), se obține caracteristica statică a amplificatorului hidraulic, cu parametri adimensionali :

$$\pi_{xsd} = \sqrt{\frac{\varepsilon^2 + (1 + \pi_x)^2}{\varepsilon^2 + 1}} - 1. \qquad (10)$$

Pentru $\varepsilon = 0$:

$$\pi_{xsd} = \pi_x \qquad (10a)$$

și prin urmare caracteristica este liniară numai în absența jocului radial, $\varepsilon = 0$.

II. Se face o analiză analogă pentru *cazul regimului turbulent de curgere al lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot*. În acest caz, căderea de presiune $\Delta p = \chi v^2$ și ecuația continuității devine :

$$\frac{p_0 - p_{10}}{\chi_1} A_{10}^2 = \frac{p_{10}}{\chi_2} A_{20}^2.$$

Pentru $\chi_1 = \chi_2 = \chi$ se obține :

$$A_{20} = \sqrt{\frac{p_0 - p_{10}}{p_{10}}} \cdot A_{10}. \qquad (11)$$

Presiunea inițială în camera de lucru a sertarului distribuitor p_{10} se poate găsi din condiția asigurării celei mai ridicate sensibilități a amplificatorului. Prin deplasarea sertarului pilot, de exemplu la dreapta, sertarul distribuitor fiind nemișcat, condiția de continuitate devine :

$$[p_0 - (p_{10} + \Delta p_1)] (A_{10} + \Delta A)^2 =$$
$$= (p_{10} + \Delta p_1)(A_{20} - \Delta A)^2,$$

de unde :

$$\Delta p_1 = p_{10} \frac{(p_0 - p_{10})(A_{20} + \Delta A)^2 - (\sqrt{p_0 - p_{10}} \cdot A_{10} - \sqrt{p_{10}} \cdot \Delta A)^2}{(A_{10} + \Delta A)^2 p_{10} + (\sqrt{p_0 - p_{10}} \cdot A_{10} - \sqrt{p_{10}} \cdot \Delta A)^2}. \qquad (12)$$

Pentru a prilejui cea mai ridicată viteză de variație a presiunii în camerele de lucru ale sertarului distribuitor la deplasarea sertarului pilot din poziția medie, se pune condiția :

$$\left(\frac{\partial \Delta p_1}{\partial \Delta A}\right)_{\Delta A = 0} = \max,$$

care asigură și cea mai ridicată precizie statică a amplificatorului.

Maximul funcției (12) are loc pentru $A_{10} = 0$ și $p_{10} = \frac{p_0}{2}$. Condiția $A_{10} = 0$ impune construcția sertarului pilot cu joc nul (ideal). Ea nu este însă rezonabilă întrucît, practic, nu se poate asigura în mod riguros $x_0 = 0$ și nici elimina jocul radial $\Delta r \Rightarrow 0$. Considerînd condiția :

$$p_{10} = \frac{p_0}{2},$$

ecuația (11) devine $A_{20} = A_{10} = A_0$, iar căderea totală de presiune $\Delta p = 2\Delta p_1$ sau :

$$\pi_p = 2 \frac{\pi_A}{1 + \pi_A^2}. \qquad (13)$$

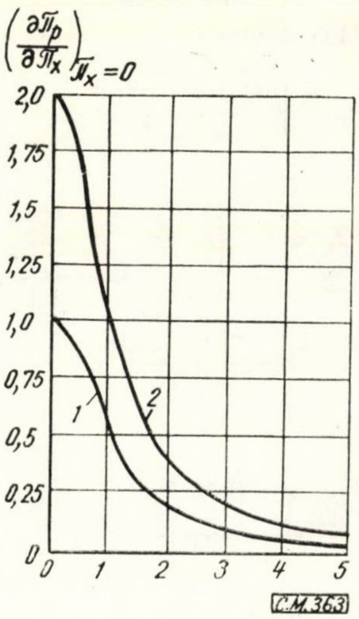


Fig. 3. Curbele de variație a indicatorului sensibilității amplificatorului hidraulic cu jocul radial $\left(\frac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}\right)_{\pi_x = 0} = f(\varepsilon)$, pentru regimul de curgere a lichidului : 1 – laminar ; 2 – turbulent.

În figura 4 este reprezentată grafic variație căderii de presiune în camerele de lucru ala amplificatorului pentru curgerea laminară ă lichidului (ecuația 4a) și respectiv turbulenta (ecuația 13).

Abaterea căderii de presiune pentru curgerea turbulentă de la legea liniară, corespunzătoare regimului laminar, este :

$$\Delta \pi_p = \frac{1 - \pi_A^2}{1 + \pi_A^2} \cdot \pi_A.$$

Valoarea sa maximă se obține din condiția $\frac{\partial \Delta \pi_p}{\partial \pi_A} = 0$:

$$\pi_A = 0{,}47 \; ; \; (\Delta \pi_p)_{max} = 30\%.$$

Se analizează influența jocului radial din ansamblul de comandă asupra caracterului variației căderii de presiune din camerele de lucru ale amplificatorului. Din relațiile (6) și (13) se obține :

$$\pi_p = \frac{2[\sqrt{\varepsilon^2 + (1 + \pi_x)^2} - \sqrt{\varepsilon^2 + 1}]\sqrt{\varepsilon^2 + 1}}{2 + 3\varepsilon^2 - (1 + \pi_x)^2 - 2\sqrt{(\varepsilon^2 + 1)[\varepsilon^2 + (1 + \pi_x)^2]}} \qquad (14)$$

şi

$$\left(\frac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}\right)_{\pi_x=0} = \frac{2}{\varepsilon^2+1}. \quad (15)$$

Curba care exprimă relaţia (15) este reprezentată în figura 3 (curba *2*). Se observă că, în cazul curentului de lichid turbulent, sensibilitatea amplificatorului este de două ori mai ridicată decît în cazul curentului laminar.

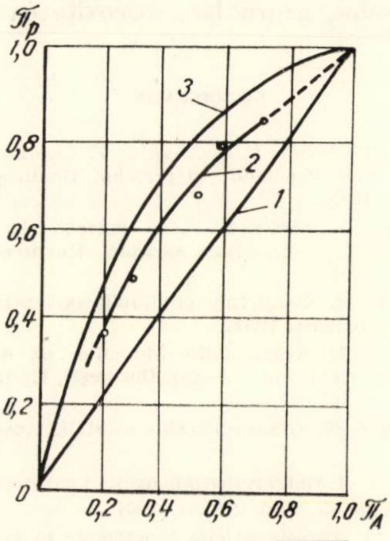


Fig. 4. Curbele de variaţie a căderii relative de presiune din distribuitorul cu sertar comandat $\pi_p = f(\pi_A)$ pentru regimul de curgere a lichidului :
1 – laminar ; 2 şi 3 – turbulent

Pe baza relaţiilor (9) şi (14) se obţine caracteristica statică a amplificatorului hidraulic :

$$\pi_{x_{sd}} = \frac{2\left[\sqrt{\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2} - \sqrt{\varepsilon^2+1}\right]\sqrt{\varepsilon^2+1}}{2+3\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2 - 2\sqrt{(\varepsilon^2+1)[\varepsilon^2+(1+\pi_x)^2]}}. \quad (16)$$

Ea este neliniară în raport cu deplasarea sertăraşului de comandă π_x. Pentru $\varepsilon = 0$:

$$\pi_{x_{sd}} = \frac{2\pi_x}{1+\pi_x^2}. \quad (16a)$$

Ecuaţia (16a) arată că, în cazul unui joc radial nul şi pentru o caracteristică liniară a forţelor care acţionează asupra sertarului distribuitor, caracteristica statică a amplificatorului hidraulic este analogă legii de variaţie a căderii de presiune (ecuaţia 13).

Ecuaţia diferenţială liniară a mişcării amplificatorului hidraulic, obţinută prin neglijarea forţelor de frecare uscată, frecare vîscoasă şi de inerţie, este :

$$T\frac{\mathrm{d}x_{sd}}{\mathrm{d}t} + x_{sd} = Kx, \quad (17)$$

în care T este constanta de timp, iar K – coeficientul de amplificare :

– pentru curgerea lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot în regim laminar :

$$T_l = \frac{\xi A_{sd}^2}{kK_s x_0 \sqrt{\varepsilon^2+1}}, \quad K_l = \frac{2p_0 A_{sd}}{kx_0(\varepsilon^2+1)};$$

– pentru curgerea lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot în regim turbulent :

$$T_t = \frac{\sqrt{2\chi p_0}\, A_{sd}^2}{kK_s x_0 \sqrt{\varepsilon^2+1}}, \quad K_t = \frac{2p_0 A_{sd}}{kx_0(\varepsilon^2+1)}.$$

Apreciind influenţa regimului curgerii lichidului asupra valorilor constantei de timp şi coeficientului de amplificare :

$$\frac{T_l}{T_t} = \frac{\xi}{\sqrt{2\chi p_0}} = \frac{1}{\sqrt{2}}\frac{\xi}{p_0}\frac{\sqrt{p_0}}{\sqrt{\chi}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \text{ şi } \frac{K_l}{K_t} = \frac{1}{2}$$

$\left(\text{deoarece } \frac{\xi}{p_0} = \frac{1}{v_0} \text{ iar } \sqrt{\frac{p_0}{\chi}} = v_0\right)$, se trage concluzia că regimul turbulent prilejuieşte valori mai ridicate, celelalte condiţii rămînînd neschimbate (viteza medie de curgere a lichidului şi jocul radial). În acelaşi timp, jocul radial conduce la micşorarea lor, în aceeaşi măsură pentru ambele regimuri de curgere.

Insuficienta tratare, în literatura de specialitate, a problemei influenţei regimului curgerii lichidului şi a jocului radial din dispozitivul de comandă asupra calităţilor funcţionale ale amplificatoarelor hidraulice de putere ca şi lipsa datelor experimentale fac ca aprecierea comparativă, adoptarea sau elaborarea unui nou amplificator să prezinte la început multe greutăţi.

Pentru definirea funcţională a unui amplificator de tipul examinat (în vederea utilizării sale în comanda direcţiei unor tractoare şi maşini agricole autodeplasabile) au fost făcute cîteva încercări preliminare cu mai multe variante dimensionale de sertar pilot ($\varepsilon = 0{,}5$; 1,25 etc.) pe un stand experimental pentru studiul servomecanismelor hidraulice de direcţie (servodirecţiilor), proiectat şi realizat sub îndrumarea autorilor în laboratorul de hidraulică a Institutului politehnic Braşov. Ele ne permit să tragem următoarele concluzii :

1. Curgerea lichidului prin ferestrele sertarului pilot cu Re >200 se face practic în regim turbulent, cu coeficientul de debit al ferestrelor $\mu \approx$ const. Datele experimentale obţinute, transpuse în planul coordonatelor adimensionale $\pi_p - \pi_A$ (curba *2* din fig. 4), evidenţiază abaterea căderii de presiune la capetele sertarului distribuitor cu gradul de deschidere al secţiunii de trecere din sertarul pilot de la legea liniară

(curba *1*, fig. 4), corespunzătoare regimului laminar. Curba $\pi_p = f(\pi_A)$, construită pe baza datelor experimentale, este mai înaltă şi prezintă o abatere maximă $(\Delta\pi_p)_{max} \approx 25\%$ pentru $\pi_A = 0,5$. În acelaşi timp, ea prezintă valori mai coborîte ale ordonatei decît cele care rezultă din calcul (curba *3*, fig. 4), cu maximum 5%.

2. Regimul de curgere laminar s-a obţinut practic la valori Re<150. Coeficientul de debit al ferestrelor sertarului pilot este variabil cu gradul de deschidere şi deci cu cifra Re. El prezintă valori mai ridicate decît cea corespunzătoare regimului turbulent, cu atît mai mult cu cît presiunea p_0 este mai mare. Curbele $\pi_p(\pi_x)_\varepsilon$ (3 şi 6 din fig. 2), construite după datele experimentale, exprimă abateri însemnate (pînă la 15% pentru $\varepsilon=0,5$ şi de peste 60% pentru $\varepsilon=1,25$, la $\pi_x=1$) faţă de legea clasică liniară ($\varepsilon=0$, curba *1*, fig. 2). Ele prezintă valori ale ordonatelor chiar mai coborîte decît cele care rezultă din calculele bazate pe formulele din prezenta lucrare. Abaterile rezultatelor sînt de maximum 4%, pentru $\varepsilon= 0,5$ şi de 10% pentru $\varepsilon=1,25$. Ele se pot pune pe seama ipotezelor simplificatoare admise : a jocului radial uniform (excentricitatea sertarului cilindric în alezaj provoacă scăpări de lichid mai mari), a rezistenţelor hidraulice nule pe traseul de întoarcere a lichidului la rezervor etc.

3. Jocul radial provoacă scăderea indicatorului sensibilităţii amplificatorului. Ea este mai accentuată în cazul unui ansamblu de comandă cu excentricitate sau uzură.

4. Prezentul studiu oferă, în primă instanţă, cîteva indicaţii de care trebuie ţinut seamă la proiectarea acestui tip de amplificator. Este evidentă însă necesitatea luării în considerare şi a altor factori constructivi şi de exploatare care influenţează apreciabil caracteristicile funcţionale ale amplificatorului : materialele din care sînt confecţionate piesele, forma căilor de scurgere a fluidului, forţele hidrodinamice neechilibrate, viteza de deplasare relativă a suprafeţelor pieselor, uzura lor, viscozitatea fluidului etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oprean, A., Marin, V.* şi *Moraru, V.* Sistemele hidrostatice ale maşinilor-unelte şi preselor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[2] *Ciocîrdia, C., Scripnic, V.* şi *Babiciu, P.* Acţionarea hidrostatică a maşinilor agricole. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[3] *Başta, T. M.* Samoletnîe ghidravliceskie privodî i agregatî. Oboronghiz, 1951.

[4] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[5] *Krassov, I. M.* Ghidravliceskie usiliteli. Gosenergoizdat, 1959.

[6] *Hohlov, V. A.* Ghidravliceskie usiliteli moşnosti. Moscova, Izd. Akademii Nauk SSSR, 1961.

[7] *Benche, V.* Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1969.

[8] *Blackburn, J. F., Reethof, G.* şi *Shearer, J. L.* Fluid power control. Technology press of M.I.T., New York-London, 1960.

CZ 621.892.9 : 621.891

Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare*

Dr. ing. Ion CRUDU, ing. Ioan IBĂNESCU, ing. Vasile NECULĂIASA – Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Dumitru BĂBĂLĂU, ing. Aurel ROTARU – Întreprinderea minieră – Bihor

Problema creşterii durabilităţii, a siguranţei în exploatare, a randamentului, mărirea preciziei în funcţionarea maşinilor, şi mecanismelor, mai ales în condiţiile creşterii puterii şi turaţiilor acestora, este strîns legată de problema ungerii.

Printre materialele de ungere, ce prezintă interes practic, literatura de specialitate citează şi multe materiale solide [1, 6]. În tabela 1 sînt date cîteva dintre aceste materiale (coeficientul de frecare s-a determinat în atmosferă de azot şi la temperatura de 71°C) [1].

Materialele solide cu bune proprietăţi de ungere, care s-au impus în mod deosebit, sînt bisulfura de molibden şi grafitul.

---

* Comunicare prezentată la cea de-a XIII-a sesiune ştiinţifică a cadrelor didactice de la Institutul politehnic Timişoara, din 11–13 mai 1968.

Tabela 1

Nr. crt.	Materialul de ungere	Coeficientul de frecare
1	Sulfură de plumb (PbS)	0,37
2	Telurură de calciu (CaTe)	0,35
3	Iodură de calciu (CaI_2)	0,18
4	Iodură de argint (AgI)	0,17
5	Sulfură de stibiu (Sb_2S_2)	0,14
6	Seleniură de niobiu ($NbSo_2$)	0,06
7	Grafit	0,04
8	Bisulfură de molibden (MoS_2)	0,03
9	Seleniură de molibden ($MoSe_2$)	0,02
10	Seleniură de wolfram (WSe_2)	0,02

Bisulfura de molibden (MoS_2) este superioară grafitului deoarece are calități deosebite în ceea ce privește aderența; poate fi folosită pe un interval mare de temperaturi (−180... +400°C), în medii agresive, în vacuum, în atmosferă de radiații ionizante, în atmosferă oxidantă și uscată, la presiuni de contact mari etc. Pe lîngă acestea, cînd se folosesc sub formă de pelicule solide, coeficientul de frecare scade cu încărcarea la bisulfura de molibden și crește cu încărcarea la grafit [7]. Bisulfura de molibden și grafitul pot fi utilizate și sub formă de adaosuri în uleiuri și unsori de ungere.

În prezent se fac încercări cu rezultate îmbucurătoare, privind folosirea MoS_2 și în alte domenii cum ar fi de exemplu, așchierea metalelor, tratamente termice etc.

Referitor la natura frecării în prezența peliculelor de ungere solide, nu există încă un punct de vedere comun. Totuși, în explicarea proprietăților lubrifiante ale peliculelor solide, majoritatea cercetătorilor consideră ca fiind esențiali factori ca: structura rețelei cristaline, mărimea forțelor de coeziune între atomii diferitelor molecule ale lubrifiantului și de adeziune dintre peliculele lubrifiante și suprafețele de frecare etc.

Acțiunea lubrifiantă a bisulfurii de molibden este explicată, în general, prin structura lamelară a acesteia (fig. 1). Pentru a forma o peliculă cu o grosime de 1 micron sînt necesare 1 630 lamele de bisulfură de molibden, distanța dintre două lamele consecutive fiind de 6,15 Å. Atomii din fiecare strat elementar sînt legați între ei prin legături chimice puternice, în timp ce forțele de coeziune dintre lamele sînt mult mai mici.

Bisulfura de molibden aderă puternic la suprafețele metalice, deoarece forțele de adeziune „sulf-metal" sînt foarte mari, în comparație cu forțele de coeziune „sulf-sulf". Acest ansamblu de forțe face ca straturile de bisulfură de molibden să alunece ușor unul față de altul, după planul de clivaj, și să se mențină strîns lipite de suprafața metalică.

O dată cu creșterea sarcinii, după [4] apar și cresc forțe de respingere între planele atomilor de sulf de la moleculele vecine, fapt ce face ca aderența la suprafața metalică să crească, iar frecarea între lamelele de bisulfură să scadă.

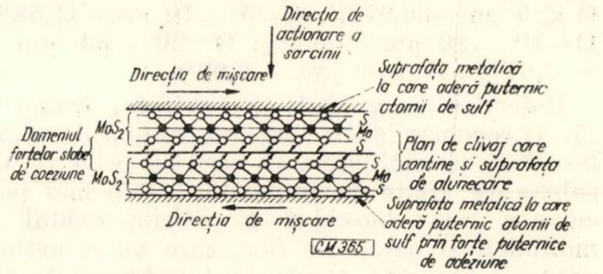

Direcția de acționare a sarcinii
Direcția de mișcare
Suprafața metalică la care aderă puternic atomii de sulf
Domeniul forțelor slabe de coeziune
MoS_2
MoS_2
S
Mo
S
S
Mo
S
Plan de clivaj care conține și suprafața de alunecare
Suprafața metalică la care aderă puternic atomii de sulf prin forțe puternice de adeziune
Direcția de mișcare
CM 365

Fig. 1

În afară de forțele de adeziune, mai intervin și fenomene secundare, cum ar fi de exemplu reținerea mecanică a bisulfurii de molibden între asperitățile suprafețelor [2]. Aceasta explică aderența mai bună a bisulfurii de molibden la suprafețele rugoase decît la cele netede.

J. Gänsheimer [3] arată că unele produse solide au bune proprietăți lubrifiante, deși structura lor nu este lamelară; aceasta vine în sprijinul tezei lui Knappwost care a demonstrat că reacțiile tribochimice au un rol esențial în mecanismul de acțiune al lubrifiantului solid.

O problemă importantă în utilizarea bisulfurii de molibden ca adjuvant în uleiuri și unsori destinate ungerii diverselor organe de mașini o formează concentrația optimă, adică acea concentrație care asigură un coeficient de frecare suficient de coborît și, totodată, un preț acceptabil al lubrifiantului.

Credem că nu este lipsit de interes să arătăm că, datorită proprietăților sale chimice, bisulfura de molibden ca adjuvant în uleiuri și unsori este pe deplin compatibilă cu prezența altor aditivi utilizați în mod curent la fabricarea acestor lubrifianți.

Experimentările [9] dovedesc că un adaos de MoS_2 alături de aditivul „Montogear B" au ca efect îmbunătățirea cantitativă a sarcinii de gripaj și reducerea uzurii, permițînd totodată reducerea cantității de „Montogear B".

Literatura de specialitate și indicațiile firmelor producătoare de bisulfură de molibden sînt relativ sărace în indicații privind conținutul de bisulfură în uleiuri și unsori.

Fabricarea în țară a bisulfurii de molibden, pe cale sintetică, a pus problema introducerii acesteia ca material de ungere, în prim moment, ca adaos în uleiuri și unsori de ungere indigene.

În lucrarea de față se prezintă rezultatele parțiale ale unor încercări referitoare la procentul de bisulfură de molibden indigenă, aditivată în uleiuri de ungere 410 fabricate în ţara noastră, în vederea micşorării coeficientului de frecare.

Bisulfura de molibden folosită la încercări a avut următoarea compoziţie granulometrică: $\varnothing \leqslant 5$ μm=80,97%; $\varnothing=5...10$ μm=11,58%; $\varnothing=10...20$ μm=4,68%; $\varnothing=20...50$ μm = = 2,67%; $\varnothing \geqslant 50$ μm = 0,02%.

Referitor la gradul de puritate, literatura [1, 5] recomandă un conţinut minim de 98,5% bisulfură de molibden. În ceea ce priveşte alte substanţe aflate ca impurităţi, cele mai periculoase sînt: bioxidul de siliciu, oxidul de molibden şi oxizii de fier, care au o acţiune puternic abrazivă. Conţinutul de bioxid de siliciu trebuie să fie cît mai mic, literatura indicînd valori de 0,07–0,35% SiO_2. În bisulfura de molibden sintetică, pe lîngă ingredientele de mai sus, mai pot apărea sulfat de natriu şi sulf liber, care stimulează coroziunea suprafeţelor în frecare.

Bisulfura de molibden indigenă, adăugată în uleiurile încercate, a avut compoziţia: 99,1% MoS_2; 0,31% SiO_2; 0,2% MoO_3; 0,019% Fe_2O_3; 0,049% Cu; 0,05% Pb; 0,05% Zn.

Pentru ca rezultatele experimentale să fie cît mai concludente, s-a urmărit ca procentul de bisulfură în ulei să fie menţinut constant pe toată durata experimentării. În acest scop s-au făcut încercări de sedimentare la două uleiuri (405 şi 410) atît sub acţiunea forţei centrifuge, cît şi sub acţiunea forţei de gravitaţie, pentru a se vedea, în timp, variaţia concentraţiei.

Sub acţiunea forţei centrifuge factorul de separare este dat de relaţia:

$$f = \frac{F_c}{G} = \frac{\frac{mv^2}{r}}{m \cdot g} = \frac{(2\pi rn)^2}{60^2 \cdot rg} = \frac{rn^2}{900},$$

în care:

F_c este forţa centrifugă ce acţionează asupra probei încercate, kgf;
G – forţa de gravitaţie, kgf;
r – raza de rotaţie a probei, m;
n – turaţia probei, rot/min.

În figura 2 este redată variaţia zonei clarificate, măsurată la diverse intervale de timp, pentru diferite valori ale factorului de separare, la uleiurile 405 şi 410 aditivate cu 5% MoS_2. Din figură rezultă că la uleiul 405, separarea bisulfurii de molibden este apreciabilă, chiar la factori de separare mici, în comparaţie cu uleiul 410.

Pentru a ilustra mai bine separarea bisulfurii de molibden din uleiuri, s-au reprezentat în figurile 3 (ulei 405 cu 5% MoS_2) şi 4 (ulei 410 cu 5% MoS_2) zonele clare şi zonele de sediment, în funcţie de timp, pentru factorul de separare maxim ($f = 700$). În practică, la piesele supuse ungerii rar poate fi atins sau depăşit acest factor de separare.

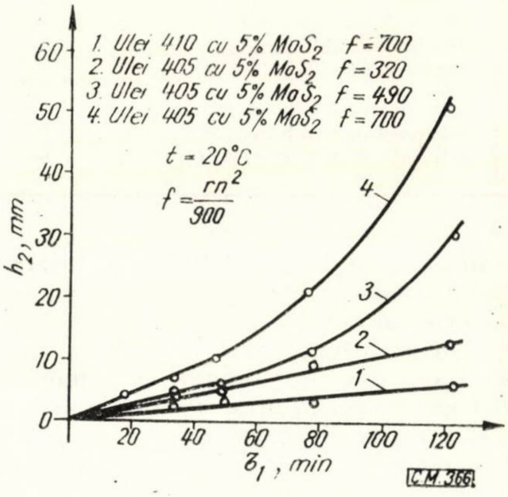


Fig. 2

Din figurile 2, 3 şi 4 se constată că separarea bisulfurii de molibden din uleiul 410 se face greu şi deci în timpul încercărilor, practic, nu se modifică procentul de bisulfură de molibden în ulei sub acţiunea forţei centrifuge.

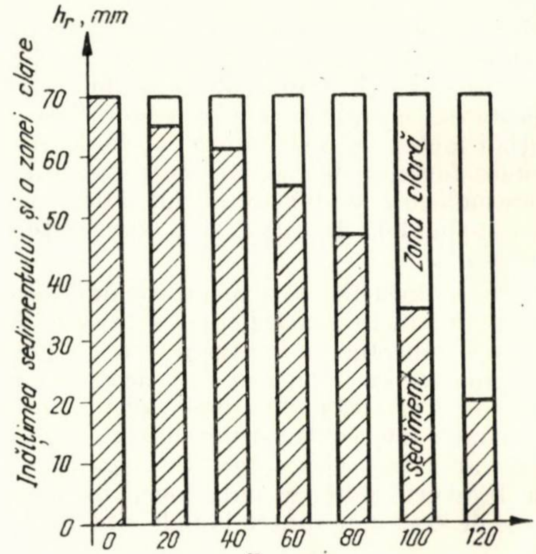


Fig. 3

Sub acţiunea forţei de gravitaţie, s-a observat la o probă de ulei 410 cu 5% MoS_2, păstrată la temperatura medie a camerei de 20°C, timp de un an, că bisulfura a sedimentat pe o înălţime de circa 40 mm. La uleiul 405 bisulfura de molibden a sedimentat complet în decurs de 24 ore. În ambele cazuri o simplă agitare readuce în suspensie întreaga cantitate de MoS_2 sedimentată.

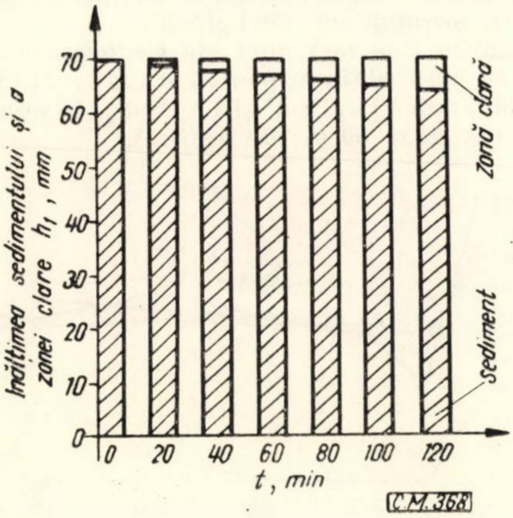


Fig. 4

Ca material pentru încercări s-a ales uleiul 410. Pentru determinarea variaţiei coeficientului de frecare uleiul 410 a fost aditivat cu : 0,125 ; 0,250 ; 0,500 ; 0,750 ; 1,00 şi 5 % MoS_2.

Determinarea coeficientului de frecare s-a făcut pe o maşină de încercări la uzură de construcţie *MI*. Modul de încercare este redat în figura 5.

Pentru a reduce la minimum influenţa uzurii suprafeţelor în frecare, s-au ales ca materiale în frecare oţeluri cu durităţi ridicate. Astfel rola utilizată a fost confecţionată din oţel aliat cu crom (C 17) şi a avut grosimea de 10 mm şi diametrul de 35 mm. Pe rolă s-a sprijinit un segment de cuzinet confecţionat din oţel placat cu un strat de stelit (54 % Co), de grosime 1,5 mm. Turaţia rolei a fost de 220 rot/min (v=0,4 m/s).

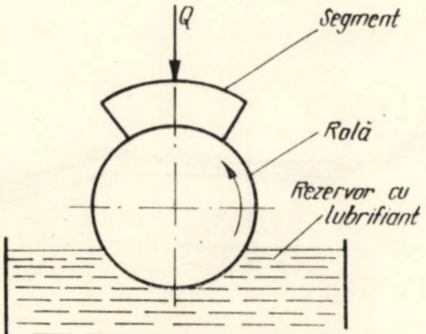


Fig. 5

În prealabil cuplul de metale folosit a fost încercat în condiţii uscate, la presiuni pînă la 80 kgf/cm² (7,85·10⁶ N/m²). După 1 000 m liniari, drum de frecare parcurs, segmentul de cuzinet a prezentat o uzură de 0,3 gf, iar rola de 0,07 gf. În condiţii de ungere acelaşi cuplu nu a prezentat uzuri măsurabile prin cîntărire la o balanţă analitică cu precizia de 0,0001 gf. Considerăm că în aceste condiţii influenţa uzurii probelor asupra coeficientului de frecare este practic nulă.

Rezervorul cu ulei aditivat a avut capacitatea de circa 0,3 dm³. Atît rola cît şi segmentul au fost degresate înainte de fiecare încercare. Încercările s-au făcut în intervalul de presiuni de 12,5 şi 100 kgf/cm². Toate încercările s-au făcut într-o încăpere închisă în care temperatura, presiunea şi umiditatea au fost cele normale (t=20°C, p=760 mm Hg, φ=40 %).

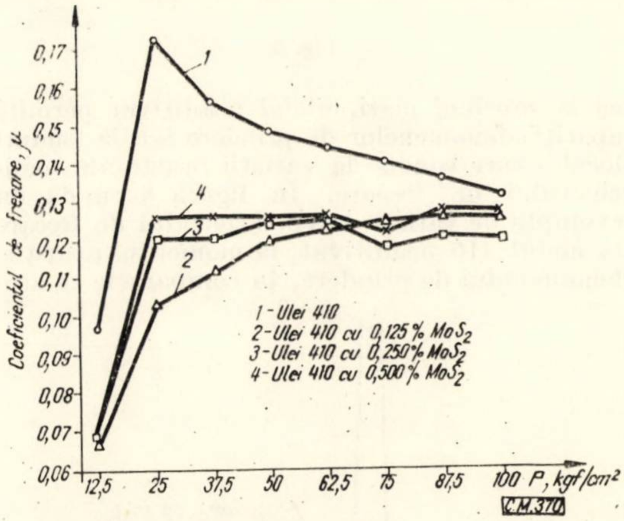


Fig. 6

Valorile coeficientului de frecare în funcţie de presiunea specifică, la uleiul 410 neaditivat şi aditivat, cu diverse procente de bisulfură de molibden, sînt date în figurile 6 şi 7.

Din figurile 6 şi 7 rezultă că prezenţa bisulfurii de molibden în uleiurile de ungere conduce, în toate cazurile, la micşorarea coeficientului de frecare (curbele *2*, *3* şi *4*), faţă de uleiul neaditivat (curba *1*), cu 20—50 %. La toate procentele de bisulfură de molibden folosite, coeficientul de frecare creşte cu creşterea presiunii pînă la p=30 kgf/cm², de unde valorile lui variază între limitele 0,11 şi 0,13. Valori aproximativ constante ale coeficientului de frecare la încărcări mari au obţinut şi alţi cercetători [5].

La presiuni de lucru mai mari de 75 kgf/cm², după cum rezultă tot din figurile 6 și 7, coeficientul de frecare la uleiul aditivat este comparabil cu acela al uleiului neaditivat, ca mărime fiind totuși inferior. Trebuie semnalat faptul că la presiuni mari, uleiul neaditivat permite apariția fenomenelor de prindere locală (suduri locale) care conduc la variații bruște ale coeficientului de frecare. În figura 8 se dă un exemplu de variație a coeficientului de frecare la uleiul 410 neaditivat, în momentul apariției fenomenului de prindere, în comparație cu același ulei aditivat cu 0,5% MoS_2 și respectiv 1% MoS_2, la presiunea de 75 kgf/cm².

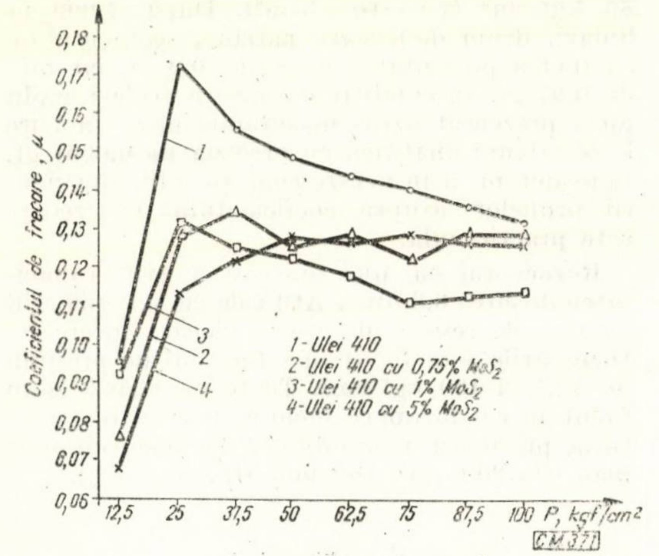


Fig. 7

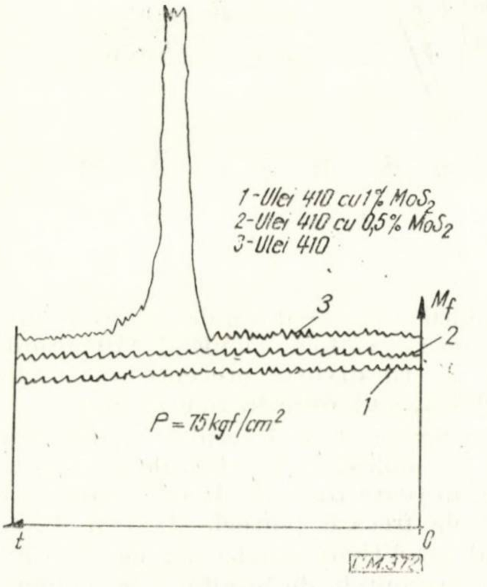


Fig. 8

Coeficientul de frecare depinde de cantitatea de bisulfură adăugată în ulei. Variațiile coeficientului de frecare în funcție de procentul de bisulfură de molibden adăugat în ulei, pentru diverse presiuni, sînt reprezentate în figurile 9 și 10.

Din aceste figuri rezultă că prezența bisulfurii de molibden conduce la o micșorare importantă a coeficientului de frecare în special pentru presiuni sub 50 kgf/cm².

Valorile cele mai mici ale coeficientului de frecare s-au obținut pentru 0,125% MoS_2 la presiuni sub 50 kgf/cm² și 1% MoS_2, la presiuni cuprinse între 50 și 100 kgf/cm².

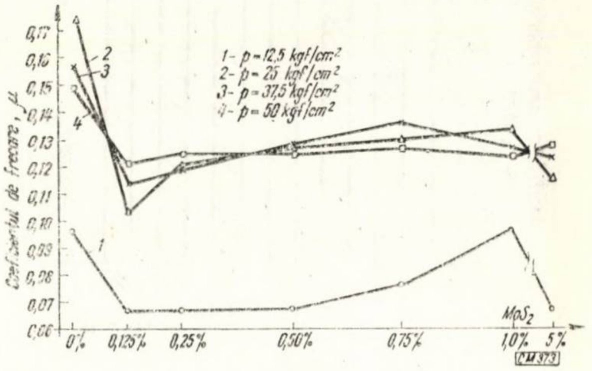


Fig. 9

Din figurile 9 și 10 mai rezultă că alura curbelor de variație a coeficientului de frecare, pentru toate presiunile de încercare, este aceeași.

Dacă se reprezintă grafic valorile medii ale coeficientului de frecare, la aceleași procente de aditivare, pentru toate presiunile de lucru, se constată că peste 0,25% MoS_2 coeficientul de frecare este practic constant (fig. 11). Aceasta înseamnă că procentul de 0,25% MoS_2 este suficient pentru a asigura formarea peliculei de lubrifiere pe suprafețele de frecare, ca urmare a alimentării continue cu ulei aditivat de către rola în mișcare. Socotim că uleiul cu o concentrație mai mare de 0,25% MoS_2 nu duce la micșorarea coeficientului de frecare, deoarece valoarea acestuia nu depinde de grosimea peliculei de bisulfură de molibden (dacă aceasta

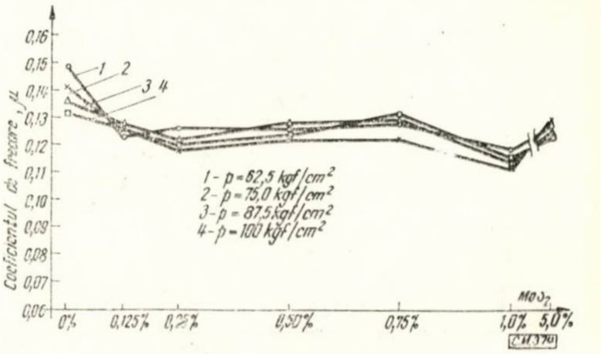


Fig. 10

ar putea crește ca urmare a gradului ridicat de aditivare).

Alimentarea continuă cu ulei aditivat asigură numai completarea peliculei de bisulfură

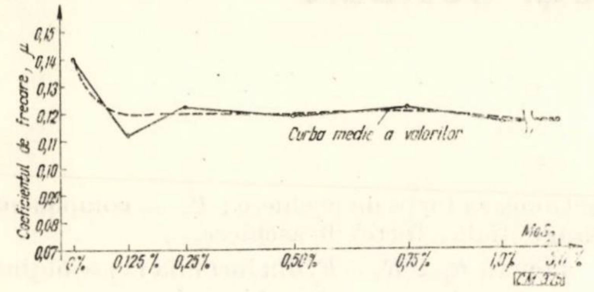


Fig. 11

în zonele corespunzătoare vîrfurilor asperităților, unde pelicula se distruge datorită presiunilor și temperaturilor locale ridicate.

Menținerea unei pelicule de ungere continue de bisulfură de molibden, între suprafețele în frecare, are ca principal efect creșterea substanțială a durabilității pieselor în contact. Această creștere a durabilității se datorește micșorării vitezei de apariție și de dezvoltare a unor fenomene și procese (în special termice), care, după unii autori [8], determină apariția unor tipuri de uzură caracterizate printr-o intensitate mare de distrugere a straturilor superficiale. La același coeficient de frecare se pot realiza intensități de uzură deosebite, ceea ce are drept consecință durabilități diferite. Tocmai pentru aceste motive bisulfura de molibden își justifică aplicarea în practică.

Încercările experimentale efectuate arată că, coeficientul de frecare a uleiului aditivat cu bisulfură de molibden este mai mic cu aproximativ 50—20% (în funcție de presiunea specifică la $v = 0,4$ m/s), decît a uleiului neaditivat, pentru toate concentrațiile experimentate.

Coeficientul de frecare la uleiul aditivat cu bisulfură de molibden crește pînă la presiunea de aproximativ 30 kgf/cm^2. Peste această presiune valorile coeficientului de frecare oscilează în jurul valorii medii de 0,12.

Procentul de bisulfură de molibden la care coeficientul de frecare începe să se mențină aproximativ constant este de 0,25%, fapt ce nu ar justifica folosirea unor procente de aditivare mari.

Prezența bisulfurii de molibden în uleiuri împiedică apariția fenomenelor de prindere, între suprafețele în contact, mărind în acest fel durabilitatea pieselor în frecare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vainștein, V.* și *Troianovskaia, G.I.* Suhie smaski i samosmazîvaiuscieșia materialî. Moscova, Ed. Mașinostroenie, 1968.

[2] *Gänsheimer, J.* Über den Mechanismus der Schmierung mit Molybdänidsulfid in Gegenwart von Flüssigkeiten. Schmiertechnik, Heft 6, November-Dezember 1960.

[3] *Gänsheimer, J.* Nouveaux aspects du mode d'action des lubrifiants solides, Groupement pour l'avancement de la mécanique industrielle. nr. 2 (numéro special), 1967.

[4] *Bessier, P.* L'adoption du bisulfure de molybdène à la lubrification. Mécanique générale. Juillet-Août 1965, nr. 190, p. 19—33.

[5] *Bița, O.* și *Dincă, I.* Friction and wear aspects in the molybdenum disulfide lubrication. În : Rev. Roum. Sci. Techn., Mécanique appliquée, 1965, t. 10, nr. 2, p. 451—462.

[6] *Braithwaite, E.R.* Solid Lubricants and surfaces (trad. din l. rusă). Pergamon-Press, Oxford-London-New York-Paris, 1964.

[7] *De Gee, A.W.I.*, *Salomon, G.* și *Zoal, I.H.* Mechanochemical factors in MoS$_2$ — Film lubrication ,,Wear", 1964, vol. 7, nr. 1, p. 87—101 (citat după [1]).

[8] *Kostețki. B.I.* Iznosostoikosti detalei mașin. Moscova, Mașghiz, 1950.

[9] Institutul de cercetări pentru prelucrarea țițeiului-Ploiești. Cercetări privind uleiuri și unsori consistente aditivate cu bisulfură de molibden, 1968 (protocol depus la I.M.B.).

CZ 621.431.73–222.2

Studii asupra îmbunătățirii calității cămășilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane și tractoare

Prof. dr. ing. Gherman DRĂGHICI – Institutul politehnic – Brașov
Ing. Ioan POPESCU – şef lucrări – Institutul politehnic – Brașov
Ing. Dionisie HOLLANDA – şef lucrări – Institutul politehnic – Brașov
Ing. Ivan PIUKOVICI – asistent – Institutul politehnic – Brașov

De calitatea cămășilor de cilindri ai motoarelor de autovehicule depinde, în mare măsură, gradul lor de economicitate și durabilitate în exploatare. De aceea, acestor piese li se impun condiții tehnice severe atît în ceea ce privește calitatea materialului, duritatea stratului superficial, cît și, mai ales, precizia dimensional-geometrică și calitatea suprafeței interioare.

În cercetările anterioare [1] s-a studiat majoritatea factorilor care influențează asupra preciziei geometrice, dimensionale și calității suprafeței interioare a cămășilor de cilindri, fără a lua în considerare deformația elastică a piesei, care apare atît la strîngerea ei în dispozitivul de fixare, cît și în timpul procesului de așchiere, îndeosebi sub acțiunea componentei radiale P_y a forței de așchiere.

Experimental, s-a constatat că deformația elastică a pieselor, cauzată de forțele care apar în timpul procesului de prelucrare, are o mare influență asupra preciziei de prelucrare, motiv pentru care lucrarea își propune studiul acesteia.

I. *Studiul deformațiilor elastice care apar la strîngerea piesei în dispozitivul de fixare*

Cămășile de cilindri, fiind corpuri de revoluție cu pereți subțiri, sub acțiunea forțelor de strîngere se deformează relativ ușor, deformațiile fiind maxime în dreptul și pe direcția componentelor radiale ale acestor forțe. Schemele de fixare a acestor piese în dispozitivele de strîngere, utilizate în general în tehnologia de prelucrare, se pot sistematiza conform tabelei 1.

În cazul cel mai general, cînd dispozitivul asigură fixarea piesei numai prin forța de frecare care apare între suprafața piesei și suprafața de contact a elementelor de strîngere, forța de frecare trebuie să fie mai mare decît componenta tangențială a forței de așchiere care tinde să rotească piesa în timpul prelucrării (fig. 1), respectiv :

$$n \cdot F \cdot \mu \cdot R_1 \geqslant P_z R_2, \qquad (1)$$

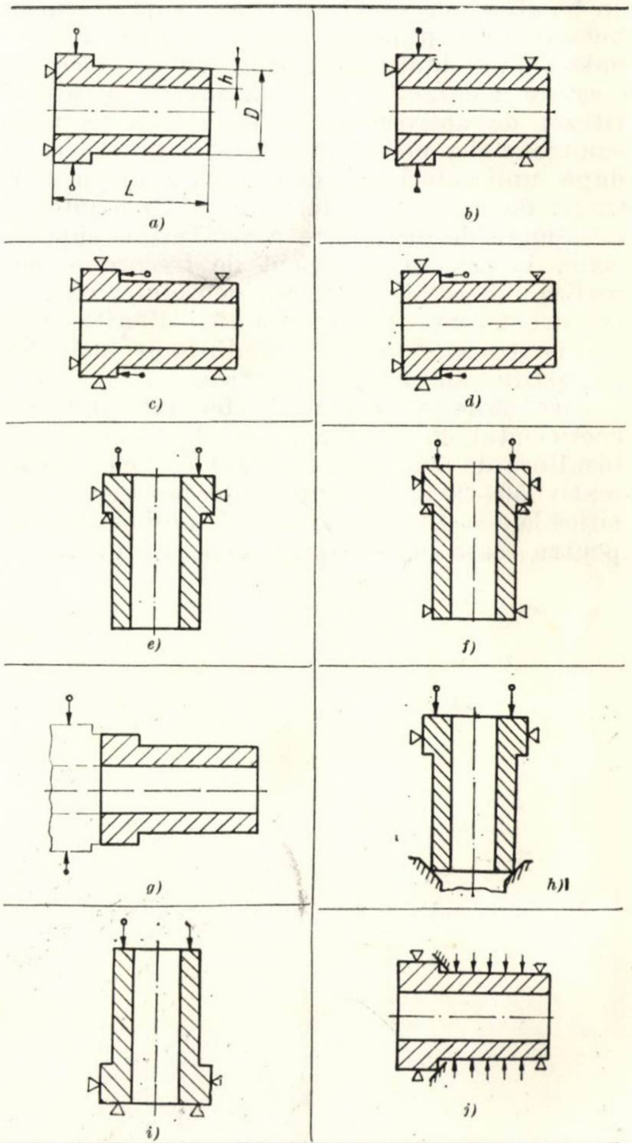
unde n este numărul punctelor de strîngere ; F — forța locală de strîngere ; μ — coeficientul de frecare ; R_1 — raza cercului pe care se aplică forța de strîngere ; R_2 — raza cercului pe care acționează forța de așchiere ; P_z — componenta tangențială a forței de așchiere.

Pentru $R_1 \approx R_2 = R$, din formula (1) se obține :

$$F \geqslant \frac{P_z}{n \cdot \mu}. \qquad (2)$$

Dacă prelucrarea se face în stare deformată, după scoaterea din dispozitiv piesa revine către

Tabela 1



forma iniţială netensionată, iar suprafaţa prelucrată va prezenta abateri de la forma geometrică obţinută în urma prelucrării.

Dacă fixarea se face într-un dispozitiv cu trei puncte de strîngere (conform schemelor *a* şi *b* tabela 1), fibra medie se deformează ca în figura 2, în ipoteza că nu se alungeşte.

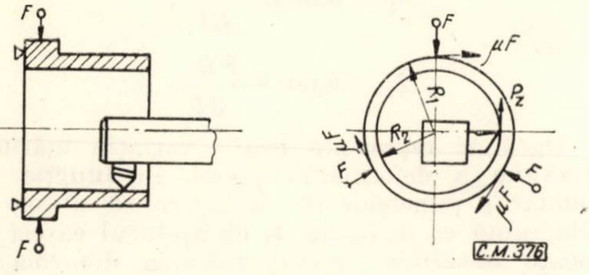


Fig. 1

În cazul în care asupra inelului acţionează n forţe de strîngere dispuse radial şi de aceeaşi mărime, unghiul dintre două forţe va fi $\frac{2\pi}{n}$.

Pentru a determina mărimea deformaţiei δ_n în punctul de aplicaţie al forţei de strîngere, se studiază numai sectorul ABC, rezultat prin secţionarea cu două plane radiale dispuse la $\frac{2\pi}{n}$ faţă de direcţia forţei (fig. 3).

Datorită simetriei, în secţiunile A şi C, forţele normale N_0 şi momentele încovoietoare M_0 sînt egale între ele, iar forţele tăietoare T sînt nule.

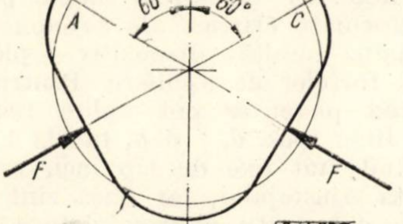


Fig. 2

Făcînd echilibrul forţelor pentru sectorul ABC rezultă :

$$F - 2N_0 \sin\frac{\pi}{n} = 0$$

sau :

$$N_0 = \frac{F}{2\sin\frac{\pi}{n}}. \qquad (3)$$

Pentru determinarea momentului încovoietor M_0, care acţionează în secţiunea A, se foloseşte teorema lui Castigliano. Întrucît în urma solicitării în secţiunea A nu apare o deformaţie unghiulară, se poate scrie

$$\frac{\partial L}{\partial M_0} = \frac{1}{EI}\int_0^S M_0 \frac{\partial M}{\partial M_0}\, d_s = 0. \qquad (4)$$

Valoarea momentului încovoietor de-a lungul sectorului AB este :

$$M = M_0 + N_0 R(1 - \cos\varphi)$$

sau, înlocuind pe N_0 din (3) :

$$M = M_0 + \frac{FR}{2\sin\frac{\pi}{n}}(1 - \cos\varphi). \qquad (5)$$

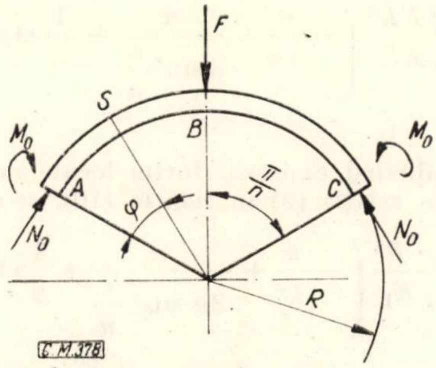


Fig. 3

Deoarece

$$\frac{\partial M}{\partial M_0} = 1,$$

relaţia (4) devine :

$$\frac{\partial L}{\partial M_0} = \frac{2}{EI}\int_0^{\frac{\pi}{n}} \left[M_0 + \frac{F\cdot R}{2\sin\frac{\pi}{n}}(1 - \cos\varphi) \right] R\, d\varphi = 0.$$

După rezolvarea integralei se obţine :

$$M_0 = FR\left(\frac{n}{2\pi} - \frac{1}{2\sin\frac{\pi}{n}}\right). \qquad (6)$$

Înlocuind în (5) expresia lui M_0 din (6), se obţine expresia momentului încovoietor în lungul sectorului AB :

$$M = FR\left(\frac{n}{2\pi} - \frac{\cos\varphi}{2\sin\frac{\pi}{n}}\right). \qquad (7)$$

Deformaţia piesei în punctul B de aplicaţie a forţei de strîngere se determină, de asemenea, cu ajutorul teoremei lui Castigliano, cu relaţia :

$$\delta_n = \frac{1}{E \cdot I} \int_0^S M \frac{\partial M}{\partial F} d_s. \tag{8}$$

Derivînd relaţia (7), rezultă :

$$\frac{\partial M}{\partial F} = R \left(\frac{n}{2\pi} - \frac{\cos \varphi}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \right). \tag{9}$$

Înlocuind relaţiile (7) şi (9) în (8), se obţine :

$$\delta_n = \frac{2}{E \cdot I} \int_0^{\frac{\pi}{n}} FR^3 \left(\frac{1}{2 \frac{\pi}{n}} - \frac{\cos \varphi}{2 \sin \frac{\pi}{n}} \right).$$

Prin rezolvarea integralei se obţine valoarea deformaţiei cauzate de forţa de strîngere :

$$\delta_n = \frac{2FR^3}{EI} \left(-\frac{n}{4\pi} + \frac{\pi}{8 \sin^2 \frac{\pi}{n}} + \frac{1}{8} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} \right). \tag{10}$$

Introducînd expresia forţei locale de strîngere din relaţia (2) în relaţia (10), se obţine :

$$\delta_n = \frac{P_z \cdot R^3}{\mu_n E_1} \left(-\frac{n}{4\pi} + \frac{\pi}{8n \sin^2 \frac{\pi}{n}} + \frac{1}{8} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} \right).$$

Dacă se exprimă componenta tangenţială P_z a forţei de aşchiere în funcţie de parametrii regimului de aşchiere şi de calitatea materialului, în conformitate cu relaţiile de calcul recomandate în literatura de specialitate [4], se poate scrie :

$$\delta_n = \frac{C_p \, t^{xp} \cdot s^{yp} \cdot HB^m \cdot R^3}{\mu \cdot N \cdot E \cdot I} \left(-\frac{n}{4\pi} + \frac{\pi}{8n \sin^2 \frac{\pi}{n}} + \frac{1}{8} \operatorname{ctg} \frac{\pi}{n} \right), \tag{11}$$

unde C_p este un coeficient care depinde de parametrii geometrici ai sculei şi de condiţiile de aşchiere ; t — adîncimea de aşchiere ; s — avansul ; HB — duritatea materialului de prelucrat ; x_p, y_p şi m — coeficienţi în funcţie de natura prelucrării.

Deformaţia provocată de forţele de strîngere în dispozitivul de prindere, calculată cu relaţia generală (11), reprezintă o componentă a erorii totale de prelucrare.

Cînd piesa se fixează într-un dispozitiv cu trei, patru sau şase puncte de strîngere, deformaţia din secţiunea transversală în dreptul forţei de strîngere are valorile :

$$\delta_3 = 0{,}0166 \frac{FR^3}{EI};$$

$$\delta_4 = 0{,}0062 \frac{FR^3}{EI};$$

$$\delta_2 = 0{,}0018 \frac{FR^3}{EI}.$$

Dacă se reprezintă grafic variaţia mărimii maxime a deformaţiei piesei, în funcţie de numărul punctelor de strîngere se obţine o diagramă ca în figura 4, cu ajutorul căreia se poate determina grafic valoarea deformaţiei pentru un anumit număr al punctelor de strîngere.

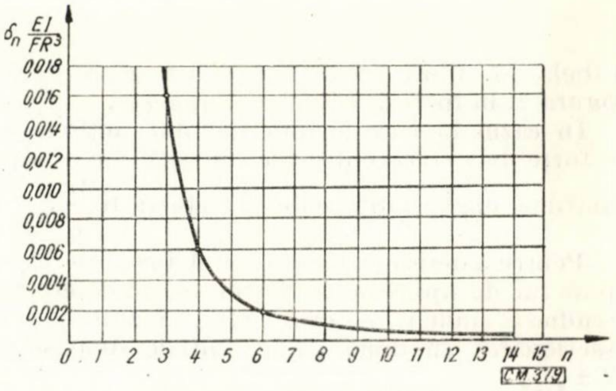


Fig. 4

Ţinînd seamă de particularitatea constructivă a cămăşilor de cilindri, fixarea în mai multe puncte se poate înlocui prin încastrarea piesei la capătul superior (poz. c, e şi g, tabela 1). În acest caz, deformaţiile elastice în direcţia radială cauzate de forţele de strîngere sînt practic nule. În schimb, în timpul prelucrării apar deformaţii elastice ale sistemului tehnologic maşină-unealtă — dispozitiv — piesă-sculă, datorită forţelor de aşchiere. Pentru a mări rigiditatea piesei se pot aplica reazeme în capătul liber (poz. d, f şi h, tabela 1) care, în cazul cînd sînt fixe de tip inel, nu asigură constanţa ajustajului, iar dacă sînt reglabile introduc deformaţii elastice datorită forţelor radiale de strîngere. Acest neajuns poate fi înlăturat printr-o fixare frontală (poz. i, tabela 1), componentele radiale fiind complet anulate. Această schemă asigură o mai bună rigidizare, deformaţiile elastice fiind provocate numai de forţele de aşchiere.

II. *Studiul deformaţiilor elastice ale piesei, care apar în timpul procesului de aşchiere*

Deformaţiile elastice ale sistemului tehnologic maşină-unealtă — dispozitiv — piesă-sculă sînt provocate în special de forţa radială

P_y (deformaţiile sub acţiunea forţei axiale P_x şi a forţei principale de aşchiere P_z pot fi neglijate).

Datorită acestor deformaţii, adîncimea reală de aşchiere t_2 este mai mică decît adîncimea teoretică de aşchiere t_1. Această diferenţă rezultă din respingerea piesei cu mărimea y_1 şi a sculei cu y_2 (fig. 5). Se poate scrie deci egalitatea :

$$t_1 - t_2 = y_1 + y_2, \qquad (12)$$

deplasările y_1 şi y_2 avînd expresiile :

$$y_1 = y_p + y_{dmu} = y_p = \frac{P_y}{j_{dmu}};$$

$$y_2 = y_{smu} = \frac{P_y}{j_{smu}},$$

în care y_p este deformaţia elastică a piesei ; y_{dmu} şi j_{dmu} — deformaţia şi rigiditatea sistemului tehnologic dispozitiv — maşină-unealtă; y_{smu} şi j_{smu}— deformaţia şi rigiditatea sistemului tehnologic sculă — maşină-unealtă.

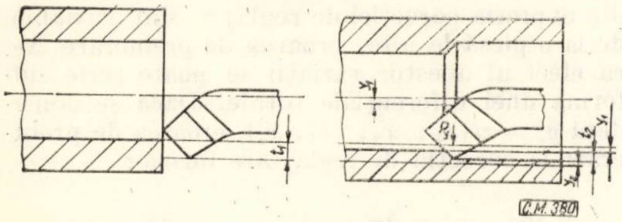


Fig. 5

Deformaţia elastică a piesei y_p diferă pentru acelaşi regim de aşchiere în funcţie de schema de fixare în dispozitivul de lucru şi poate fi determinată analitic cu suficientă precizie prin folosirea calculului de rezistenţă a materialelor, în ipoteza că unul din capete este liber (tabela 1, poz. *a*, *c*, *e* şi *g*) pentru două cazuri distincte : *a*) prelucrarea cu un singur cuţit ; *b*) prelucrarea cu mai multe cuţite dispuse radial.

a) În cazul prelucrării cu un singur cuţit (fig. 6), deformaţia într-un punct aflat la distanţa x de planul de încastrare are expresia cunoscută din rezistenţa materialelor :

$$y_p = \frac{P_y x^3}{3\,EI}, \qquad (13)$$

unde E este modulul de elasticitate al materialului de prelucrat, iar I — momentul de inerţie al secţiunii piesei.

Din relaţia (13) se observă că, sub acţiunea forţei de aşchiere P_y, deformaţia piesei este nulă în planul de încastrare şi maximă la cel liber, rezultînd o generatoare parabolică. Mărimea acestei deformaţii reprezintă pentru cazul studiat o altă componentă a erorii de prelucrare a piesei.

Deformaţia elastică a sistemului tehnologic dispozitiv-maşină-unealtă y_{dmu} şi a sistemului tehnologic sculă — maşină-unealtă y_{smu} poate fi determinată experimental la fiecare maşină-unealtă, în faza de omologare a sculei şi dispozitivului. Pentru o rigiditate a maşinii-unelte constantă în lungul ghidajelor, suma acestor deformaţii reprezintă corecţia de reglaj y proprie sistemului tehnologic, de care trebuie să se ţină seamă la reglaj pentru fiecare lot de fabricaţie :

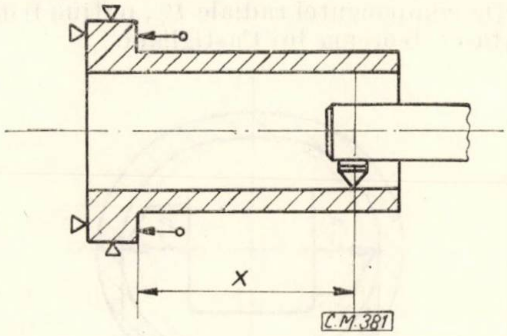


Fig. 6

$$y_r = y_{dmu} + y_{smu} + y_{dsmu} .$$

b) Pentru a reduce la minimum deformaţiile elastice ale sistemului tehnologic se poate folosi la prelucrare o sculă prevăzută cu două sau mai multe muchii aşchietoare dispuse simetric (fig.7).

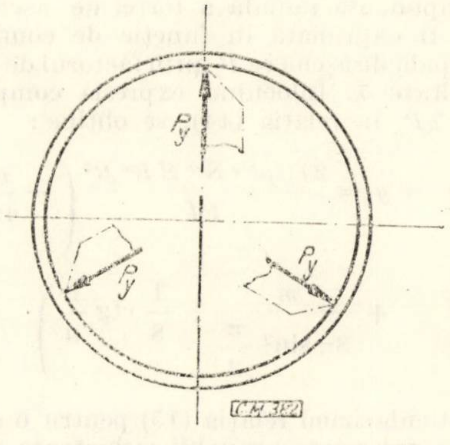


Fig. 7

În acest caz, componentele radiale P_y ale forţelor de aşchiere sînt egale şi simetric dispuse (dacă reglajul este corect) şi deci se echilibrează, în felul acesta eliminîndu-se influenţa rigidităţii sistemului tehnologic asupra preciziei de prelucrare. Astfel relaţia (12) capătă forma :

$$t_1 - t_2 = y_p.$$

La prelucrarea cu două cuţite, deformaţia piesei y_p (fig. 8) este maximă în dreptul şi pe direcţia componentei radiale P_y, putînd fi determinată cu teorema lui Castigliano.

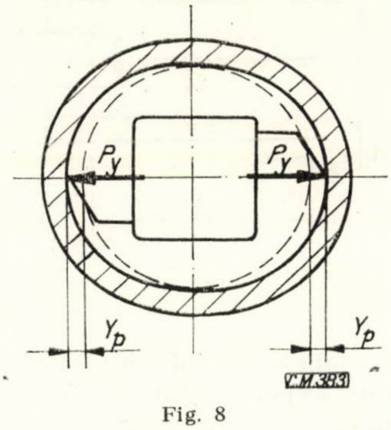


Fig. 8

În cazul cel mai general, la prelucrarea cu o sculă prevăzută cu n muchii aşchietoare, deformaţia piesei y_{pn} reprezintă corecţia de reglaj y_r a completului de scule şi se determină, similar primului caz, cu relaţia :

$$y_{pn} = \frac{2P_y R^3}{EI}\left(-\frac{n}{4\pi} + \frac{n}{8\pi \sin^2 \frac{\pi}{n}} + \frac{1}{8}\operatorname{ctg}\frac{\pi}{n}\right) = y_r. \quad (14)$$

Componenta radială a forţei de aşchiere P_y poate fi exprimată în funcţie de componenta principală de aşchiere P_z prin factorul de proporţionalitate λ. Înlocuind expresia componentei $P_y = \lambda P_z$ în relaţia (14), se obţine :

$$y_{pn} = y_r = \frac{2\lambda C p t^{xp} S^{yp} HB^m R^3}{EI}\left(-\frac{n}{4\pi} + \frac{m}{8\pi \sin^2 \frac{\pi}{2}} + \frac{1}{8}\operatorname{ctg}\frac{\pi}{n}\right). \quad (15)$$

Particularizînd relaţia (15) pentru o sculă cu două, patru sau şase muchii aşchietoare, rezultă :

$$y_{p_2} = 0{,}074\,\frac{P_y R^3}{EI};$$

$$y_{p_4} = 0{,}0062\,\frac{P_y R^3}{EI};$$

$$y_{p_6} = 0{,}0018\,\frac{P_y R^3}{EI}.$$

Ultimele relaţii arată că deformaţia piesei scade cu creşterea numărului muchiilor aşchietoare în condiţiile aceluiaşi regim de aşchiere pe muchie aşchietoare, fapt ce asigură o precizie mai mare în condiţiile unei productivităţi ridicate.

III. *Calculul erorii totale de prelucrare fără a lua în considerare erorile de bazare*

Pentru a asigura la prelucrare precizia cerută prin documentaţie trebuie ca suma erorilor la prelucrare Δ_ε să fie mai mică decît valoarea toleranţei pe rază $T_D/2$.

Dacă se admite ca suma erorilor la prelucrare Δ_ε să nu depăşească $\frac{1}{m}$ din toleranţa la diametru T_D, rezultă :

$$T_D \geqslant m\Delta_\varepsilon.$$

Avînd în vedere că mărimile componentelor din expresia corecţiei de reglaj y_r sînt variabile de la o piesă la alta, eroarea de prelucrare Δy_r ca efect al acestor variaţii se poate scrie sub forma unei diferenţiale totale. Dacă se consideră $y_r = \varphi(x_1; x_2; \ldots, x_n)$, eroarea de prelucrare la corecţia de reglaj are forma :

$$\Delta y_r = \frac{\partial \varphi}{\partial x_1}\Delta x_1 + \frac{\partial \varphi}{\partial x_2}\Delta x_2 + , \ldots , x\,\frac{\partial \varphi}{\partial x_n}\Delta x_n, \quad (16)$$

în care $\Delta x_1, \Delta x_2, \ldots, \Delta x_n$ reprezintă abaterile elementelor componente.

Dacă se asimilează abaterile parametrilor de calcul la corecţia de reglaj $\Delta x_1, \Delta x_2, \ldots, \Delta x_n$ cu toleranţele acestor mărimi se obţine :

$$\Delta y_r = \frac{\partial_r}{\partial_{x1}}\,T_{x_1} + \frac{\partial \varphi}{\partial_{x2}}\,T_{x_2} + , \ldots , \frac{\partial \varphi}{\partial_{x_r}}\,T_{x_n}$$

Eroarea totală de prelucrare Δ_ε rezultă prin însumarea deformaţiei elastice δ a piesei la strîngerea în dispozitivul de fixare, cu deformaţia elastică y_p datorită forţelor de aşchiere şi cu eroarea la corecţia de reglaj Δy_r :

$$\Delta_\varepsilon = \delta_n + y_p + \Delta y_r.$$

Concluzii şi recomandări

La utilizarea relaţiilor prezentate trebuie să se ţină seamă de schemele de fixare şi de prelucrare a piesei, pentru a preciza cît mai exact în care din cazurile analizate se încadrează. În acest scop se recomandă folosirea tabelei 2.

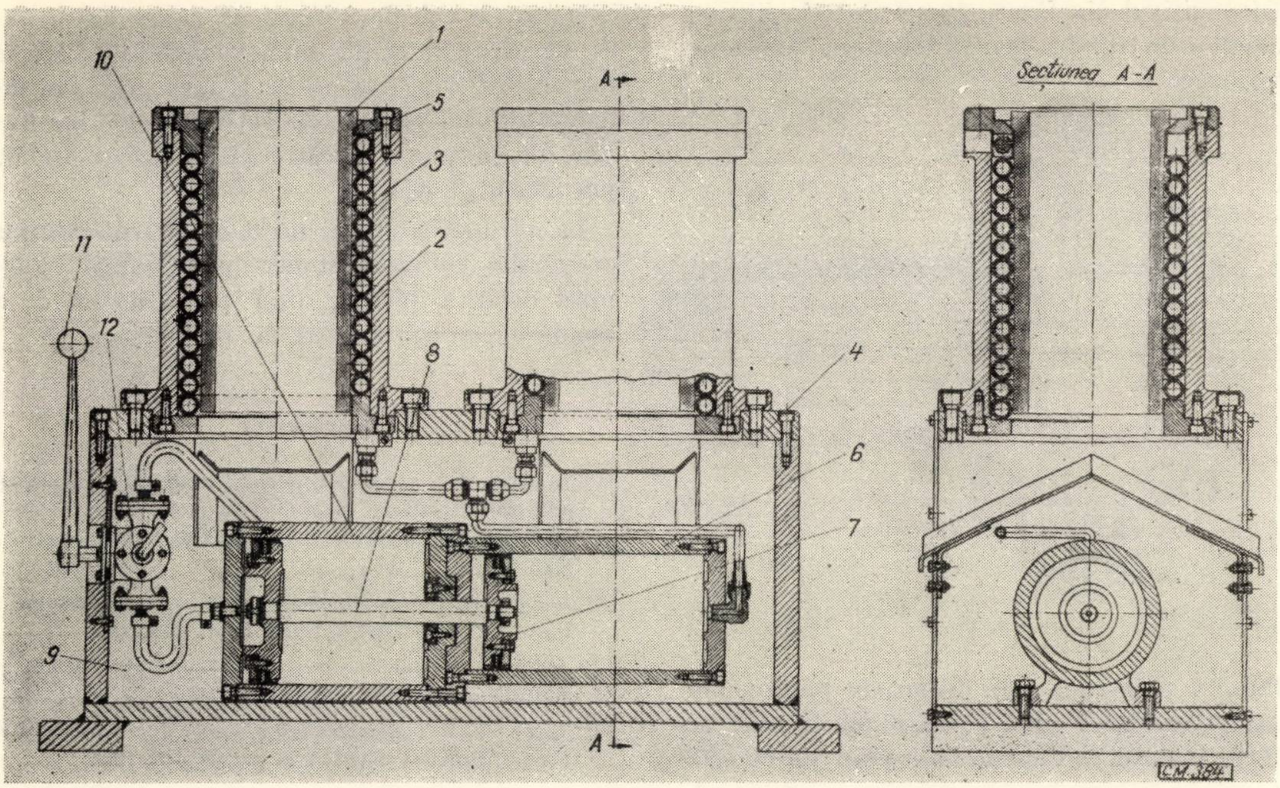


Fig. 9

Tabela 2

Schema de fixare (după tabela 1)	Schema de prelucrare (după capitolul II)	Mărimea componentelor					
		δ	v_p	v_{dmu}	v_{smu}	v_r	Δv_r
a	*a*) prelucrarea cu un singur cuțit	<0	<0	<0	<0	0	0
a	*b*) prelucrarea cu mai multe cuțite	<0	0	0	0	<0	<0
b	a	<0	0	0	0	<0	<0
b	b	<0	0	<0	<0	<0	<0
c, e și g	a	<0	0	<0	<0	<0	<0
c, e și g	b	0	0	0	0	<0	<0
d, f, h și i	a	0	0	<0	<0	<0	<0
d, f, h și i	b	0	0	0	0	<0	<0
j	a	0	0	<0	<0	<0	<0
j	b	0	0	0	0	0	0

Notă. Semnul <0 indică existența mărimii și posibilitatea de a o evalua; semnul 0 arată că elementul respectiv poate fi neglijat.

Din analiza tabelei 2 se vede că, la prelucrarea cămășilor de cilindri prin folosirea unui dispozitiv conform schemei *j* (tabela 1) și o sculă cu mai multe muchii așchietoare dispuse simetric, erorile de prelucrare sînt neînsemnate.

Pentru a reduce la minimum deformațiile elastice ale piesei se preconizează tot mai mult realizarea unor dispozitive la care forța de strîngere să fie uniform distribuită pe toată suprafața cămășii cilindrului.

La prelucrarea suprafeței interioare se poate folosi dispozitivul prezentat în figura 9. Dispozitivul are două posturi de lucru și este acționat hidropneumatic. Piesa de prelucrat *1* este fixată prin intermediul tubului elastic *2* de cauciuc sau masă plastică, înfășurat sub formă de elice în bucșa cu pereți groși *3*, fixată pe corpul dispozitivului *4*. Piesa *1* se centrează pe gulerul conic *5*. Diametrul interior al tubului *2* este puțin mai mare decît diametrul exterior al piesei, pentru ca aceasta să poată fi introdusă cu ușurință în dispozitiv. Stringerea uniformă a piesei de către tub se face prin introducerea uleiului sub presiune din camera cilindrului *6* sub acțiunea pistonului *7*. Acesta este împins prin tija *8* de pistonul *9* din cilindrul *10*, acționat pneumatic la rotirea manetei *11* a distribuitorului *12*. Pe lîngă fixarea foarte bună a piesei, tubul elastic asigură și amortizarea vibrațiilor în timpul prelucrării.

Dispozitivul din figura 10 serveşte la fixarea cămăşilor de cilindri, pentru finisarea suprafeţei exterioare.

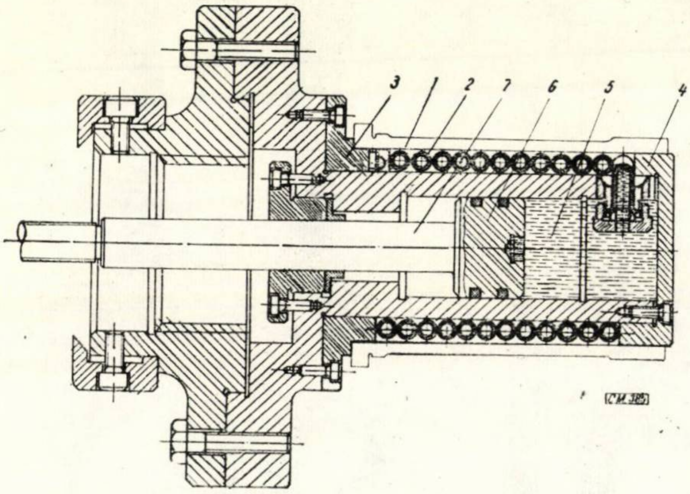


Fig. 10

Piesa *1* se introduce în dispozitiv peste tubul elastic elicoidal *2* pînă se reazemă frontal pe umărul inelului *3*. Centrarea în plan radial este asigurată la cele două capete de către inelele *3* şi *4*, ale căror toleranţe dimensionale sînt foarte restrînse. Strîngerea piesei se face prin destinderea tubului elastic sub acţiunea uleiului împins din camera *5* de către pistonul *6*, acţionat pneumatic de tija *7*.

La retragerea pistonului *6*, diametrul exterior al tubului revine la dimensiunea iniţială (mai mică decît a piesei), dînd posibilitatea de a scoate cu uşurinţă piesa de prelucrat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, G.* ş.a. Studiul preciziei geometrice, dimensionale şi a calităţii suprafeţei active la prelucrarea cămăşilor de cilindri ai motorului de tractor. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1967.

[2] *Drăghici, G.* Metode tehnologice înaintate de prelucrare a metalelor. Bucureşti. Editura tehnică, 1965.

[3] *Drăghici, G.* Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

[4] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1965.

CZ 621.9.01

Probleme de bază şi tendinţe în proiectarea şi fabricarea sculelor aşchietoare

Conf. dr. ing. Ştefănuţă ENACHE – Institutul politehnic – Bucureşti

În anii următori, ca o consecinţă a dezvoltării largi a industriei constructoare de maşini, construcţia de scule aşchietoare din ţara noastră va lua o mare amploare, fapt care implică îmbunătăţirea producţiei sculăriilor atît sub aspect cantitativ cît şi calitativ.

În articolul de faţă se evidenţiază cîteva probleme a căror rezolvare şi aplicare poate avea repercusiuni tehnico-economice importante pentru industria constructoare de maşini din ţara noastră.

O primă problemă din domeniul proiectării sculelor o constituie metodica proiectării şi a relaţiilor pentru calculul sculelor aşchietoare. Această problemă, care preocupă, de circa 50 de ani,pe specialiştii din lumea întregă, este în prezent extrem de acută dacă se ţine seamă de exigenţele actuale din domeniul construcţiilor de maşini, exigenţe care nu pot fi satisfăcute deplin cu ajutorul relaţiilor de calcul şi al metodicii de proiectare existente. Metodica şi relaţiile de calcul folosite în prezent la proiectarea sculelor sînt, pe de o parte, insuficiente pentru rezolvarea tuturor cazurilor întîlnite în practica industrială, implicînd uneori o serie de aproximaţii inacceptabile, iar pe de altă parte randamentul aplicării lor este mic deoarece nu se pretează programării şi, respectiv, automatizării proiectării proceselor tehnologice.

Preocupări în direcţia elaborării unei metodici şi a unor relaţii de calcul unitare ale sculelor aşchietoare au existat în Franţa, în Uniunea Sovietică, precum şi în ţara noastră.

În unele lucrări [1] se propune o sculă generală, abstractă, prin particularizarea căreia se pot obţine majoritatea sculelor existente cum şi găsirea de noi scule aşchietoare, iar în altele [2], pe baza unor sisteme de referinţă legate fie de anumite părţi invariabile ale maşinii-unelte sau piesei, fie de scula aşchietoare, se ajunge la stabilirea unor relaţii relativ simple şi cu caracter general pentru determinarea unghiurilor şi a profilului părţii aşchietoare a sculei.

Lucrările menţionate deschid o cale nouă, ştiinţifică, de determinare a parametrilor ce intervin la proiectarea unei scule în strînsă legătură cu posibilităţile reale de execuţie şi de control al sculei, astfel că ele merită şi trebuie să stea în atenția tehnicienilor sculeri care au, în prezent, indicate căile de dezvoltare și ridicare la un nivel tehnico-economic mai înalt decît cel actual a problemelor legate de proiectarea, fabricația și exploatarea sculelor așchietoare.

În cadrul tehnologiei de fabricație a sculelor, o problemă de bază și actuală o constituie tratamentul termic al acestora. Rezolvarea pe baze științifice a acestei probleme se impune cu atît mai mult în prezent, cu cît tendința de înlocuire a oțelurilor de scule bogat aliate cu oțeluri slab aliate reclamă aplicarea corectă a metodelor actuale termochimice, precum și găsirea de noi procedee de tratamente termice pentru îmbunătățirea performanțelor oțelurilor de scule.

În sfîrșit, o ultimă problemă importantă este aceea a organizării și urmăririi judicioase a exploatării sculelor așchietoare. Această problemă merită o preocupare deosebită deoarece, fără o luptă susținută pentru micșorarea pierderilor de scule datorite deteriorărilor, chiar și cele mai bune sculării nu vor reuși niciodată să asigure o aprovizionare normală cu scule a producției de bază. Acestea, cu atît mai mult cu cît nu există o tehnologie care să asigure fabricarea sculelor mai repede decît pot fi ele deteriorate printr-o folosire greșită.

În etapa actuală, în țările industriale înaintate și în țara noastră, în domeniul proiectării și raționalizării sculelor se manifestă o serie de tendințe dintre care mai importante pentru țara noastră sînt următoarele.

Mărirea capacității așchietoare a sculelor prin introducerea materialelor și a formelor constructive noi, precum și prin raționalizarea condițiilor de exploatare a acestor scule. Ponderea de utilizare a sculelor din diferite materiale s-a schimbat, în funcție de posibilitatea obținerii unor rezultate economice optime în rezolvarea diferitelor cazuri de fabricație. Astfel, oțelurile rapide sînt utilizate cu prioritate la așchierea cu întreruperi sau cu secțiuni mari de așchie sau în construcția de scule complicate, în timp ce sculele armate cu plăcuțe de carburi metalice sau mineraloceramice sînt folosite în ordine la prelucrarea materialelor tenace și la prelucrarea de finisare a materialelor dure.

Capacitatea de așchiere a oțelurilor rapide înalt aliate cu cobalt, vanadiu și molibden a fost sensibil mărită prin ridicarea conținutului de carbon și, respectiv, a durității de la 62...65 HRC la 70 HRC [4]. În cadrul unui procedeu denumit „atomizing-process", se pulverizează metalul topit într-un gaz inert. Granulele care iau naștere, cu un diametru de circa 1,5 μm, se concentrează în final într-un corp compact, care este prelucrat prin laminare la temperaturi în jur de 1200°C. După tratamentul termic, oțelurile rapide astfel fabricate ating, în cazul unui procent mare de carbură fin repartizată, duritatea de 72 HRC.

Performanțele carburilor metalice uzuale au fost îmbunătățite considerabil prin utilizarea carburilor elaborate din titan pur și nu din bioxid de titan așa cum se procedează uzual [3].

Rezultate interesante s-au obținut prin utilizarea de scule cu noi tipuri de carburi de tantal și de niobiu care conferă plăcuțelor o rezistență mai mare la temperaturi ridicate (900... 1 000°C). Mărirea capacității de așchiere s-a obținut de asemenea cu adaosuri de carbură de hafniu care acționează prin inhibarea fenomenului de difuziune în zona de așchiere, fapt care duce la micșorarea intensității uzurii sculei.

Utilizarea plăcuțelor mineraloceramice s-a extins în ultimul timp ca urmare a rezolvării modului de fixare a acestora pe portsculă. Astfel, lipirea acestor plăcuțe cu adezivi pe bază de rășini epoxidice, la temperaturi de 110°C, s-a dovedit un procedeu ușor de aplicat și cu rezultate bune. Avantajoase s-au dovedit mai ales pentru sculele cu plăcuțe mineraloceramice o serie de construcții de suporturi, cozi și corpuri de scule executate din pulbere de fier sinterizată, impregnată cu cupru. Rețeaua de cupru absoarbe vibrațiile produse în cursul așchierii. Acest fenomen de amortizare a vibrațiilor se manifestă prin temperatura mai ridicată, în timpul lucrului, a suporturilor de scule din material sinterizat în comparație cu suporturile de scule din oțel, lucrînd în condiții similare. Tot pentru micșorarea vibrațiilor sculei se mai utilizează, în construcția suportului sau a corpului sculei, materiale mai rigide [5]. Astfel, la găurirea adîncă, vibrațiile au fost reduse sensibil prin folosirea unor bare suport din metal dur care, datorită unui modul de elasticitate mic, au o rigiditate ridicată. Această soluție este însă costisitoare, fapt care a putut fi eliminat, în cazul frezării, prin construirea corpului frezei din materiale plastice armate. La aceste freze, capacitatea de amortizare a vibrațiilor este ridicată, iar prețul de cost scăzut, însă utilizarea lor este limitată de un anumit grad de încălzire (circa 150°C) în timpul exploatării.

Economisirea de material special de scule prin înlocuirea materialelor costisitoare sau deficitare prin materiale mai ieftine și ușor de procurat (de exemplu înlocuirea oțelurilor bogat aliate cu crom și wolfram, cu oțeluri slab aliate) sau prin înlocuirea construcției monobloc a sculelor avînd numai partea așchietoare din materiale speciale de scule. La sculele de dimensiuni mari, această tendință prezintă mare interes deoarece în acest caz construcția monobloc este foarte neavantajoasă ducînd la o mare risipă de materiale scumpe. În afară de necesitatea economisirii de material special de scule, construcția cu partea așchietoare demontabilă trebuie preferată și în cazul unor condiții grele de lucru al sculelor, condiții la care se comportă satisfăcător plăcuțele de carburi metalice sau mineraloceramice. Această situație, precum și faptul că aceste plăcuţe se pretează bine la fixarea şi reglarea mecanică, explică tendinţa manifestată în ultimul timp de construire a unui număr cît mai mare de tipuri de scule cu plăcuţe de carburi metalice sau mineraloceramice, precum şi a sculelor cu plăcuţe care nu se ascut după utilizare. Ca urmare au fost construite şi perfecţionate o serie de scule mai complicate ca : cuţite cu plăcuţe găurite care folosesc toate muchiile plăcuţei (fig. 1), cuţite pentru strunjit la interior (fig. 2), cuţite pentru filetare şi pentru strunjire prin copiere, burghie şi adîncitoare cu mai multe tăişuri, capete de frezat cu plăcuţe rotunde sau poligonale nereascuţibile (fig. 3 şi fig. 4), precum şi scule folosite pe maşini automate, centre de prelucrare sau linii automate.

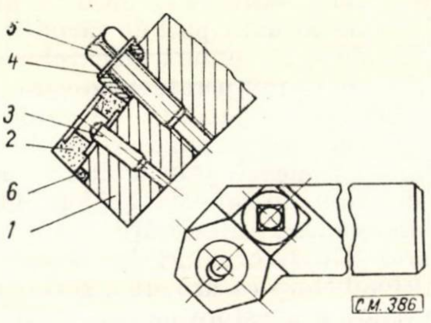


Fig. 1. Cuţit cu plăcuţă cu mai multe tăişuri :
1 – corpul cuţitului ; 2 – plăcuţa mineraloceramică ; 3 – ştift ; 4 – pană ; 5 – şurub ; 6 – plăcuţă.

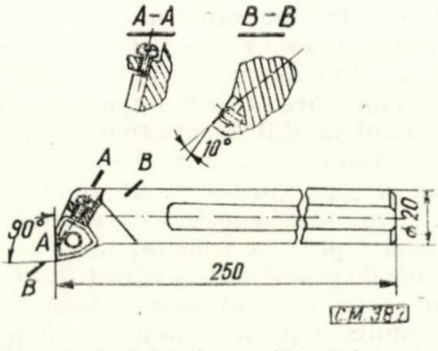


Fig. 2. Cuţit de interior cu plăcuţă de carburi metalice fixată mecanic.

Tendinţa de folosire pe scară largă a plăcuţelor de carburi metalice şi metaloceramice a impus la rîndul său extinderea sistemului mecanic de fixare şi reglare a părţii aşchietoare a sculei. În prezent, pentru fixarea plăcuţelor s-au impus cîteva sisteme de fixare şi anume : sistemul de fixare mecanică cu şurub şi ştifturi (fig. 5) care asigură compensarea diferenţei de dilataţie dintre materialul plăcuţei şi cel al suportului, sistemul de fixare elastică prin intermediul forţelor de aşchiere folosit în special la fixarea plăcuţelor mineraloceramice, sistemul de fixare mecanică a plăcuţei cu mai multe tăişuri (fig. 6) tip „Simpliset" (Anglia) cu sfărîmător de aşchii reglabil şi altele.

O altă tendinţă care se manifestă pe linia măririi productivităţii muncii *o constituie proiectarea şi extinderea de noi tipuri de scule* care să permită intensificarea la maximum a proceselor de aşchiere. Iată cîteva exemple mai reprezentative :

— înlocuirea treptată a construcţiei sculelor cu un tăiş prin scule cu tăişuri multiple sau în general construcţii de scule cu tăiş cît mai lung (cuţitul KBEK, freza frontală cu dinţi în trepte, freza frontală cu două tăişuri, exterior şi interior, ce prelucrează simultan două semifabricate (fig. 7) şi altele) ;

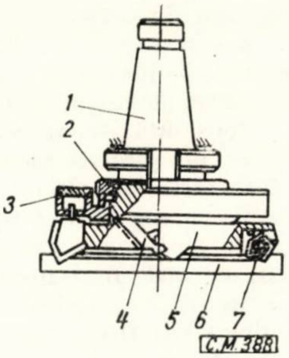


Fig. 3. Freză frontală cu plăcuţe din carburi metalice fixate mecanic :
1 – coada con Morse ; 2 – piuliţă ; 3 – inel de hidroplast ; 4 – pană ; 5 – corpul frezei ; 6 – inel de centrare ; 7 – plăcuţă din carburi metalice cu mai multe tăişuri.

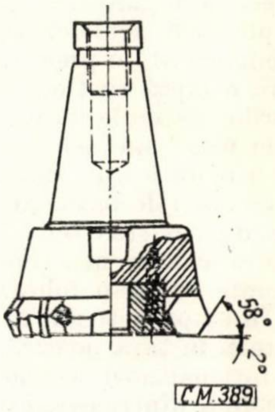


Fig. 4. Freză frontală cu plăcuţe nereascuţibile.

— extinderea construcţiei de scule care permite mărirea simultană a avansurilor şi vitezelor de aşchiere cu efectuarea în aceeaşi trecere a degroşării şi finisării prin acţiunea tăişului secundar (cuţite tip Colesov, freza frontală cu dinţi ascuţiţi în trepte şi altele) ;

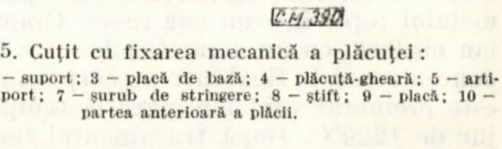


Fig. 5. Cuţit cu fixarea mecanică a plăcuţei :
1 – plăcuţă ; 2 – suport ; 3 – placă de bază ; 4 – plăcuţă-gheară ; 5 – articulaţie ; 6 – suport ; 7 – şurub de stringere ; 8 – ştift ; 9 – placă ; 10 – partea anterioară a plăcii.

— extinderea sculelor pentru broşare cu proiectarea broşelor de construcţie specială pentru broşarea progresivă ;

— extinderea sculelor combinate care permit o mare creștere a productivității prin îmbinarea mai multor faze sau operații într-una singură;

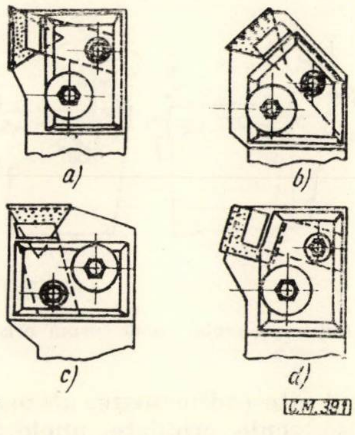


Fig. 6. Cuțite cu fixare mecanică a plăcii tip ,,Simpliset''.

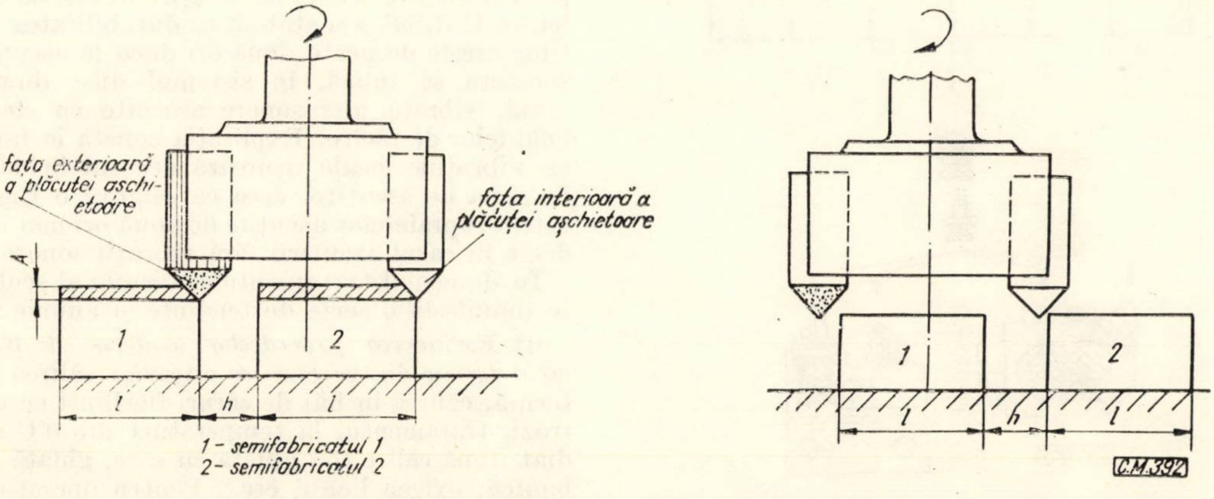

fata exterioară a plăcutei așchietoare
fața interioară a plăcuței așchietoare
1
2
l
h
l
1 - semifabricatul 1
2- semifabricatul 2
1
2
l
h
l
C.M.392

Fig. 7. Schema de lucru a frezei frontale cu două tăișuri.

— construirea unor scule de mare productivitate ca de exemplu capete pentru filetarea în vîrtej, broșe și cuțite-roată de tip Fellows pentru executarea de precizie a filetelor, capete pentru mortezat roți dințate cu executarea simultană a tuturor golurilor dintre dinți, burghie melc pentru găuri adînci utilizate în special pe mașini agregat și linii automate, tarozi cu dinți dispuși în șah pentru executarea filetului în aliaje rezistente la temperaturi înalte și multe altele.

O tendință care se manifestă de mult timp constă în limitarea varietăților constructive și a sortimentelor dimensionale prin standardizarea și normalizarea majorității sculelor așchietoare. Această tendință se manifestă ca urmare a faptului că în uzinele mari există un număr de circa 25 000 ... 30 000 tipuri și sortimente de scule, fapt care constituie o piedică importantă în acțiunea de raționalizare a proiectării și tehnologiei de fabricație a sculelor, creînd totodată mari greutăți în munca de asigurare și urmărire a unei exploatări raționale. În această direcție, considerăm că merită atenție o realizare cunoscută de mai mult timp care constă în alcătuirea unui sistem de scule cuprinzător avînd la bază construcția așa-numitei unități standard ca element de bază al sistemului de scule (fig. 8). Unitatea constă dintr-un element de așchiere tubular, un con cu scală, un șurub de strîngere și un inel contrasuport, ea putînd fi codificată foarte simplu avîndu-se în vedere felul filetului precum și forma și dimensiunile sculei. Fixarea sculei se face în conul cu scală, care are un locaș identic pentru orice construcție de portsculă, atît pentru găurire cît și pentru strunjire.

În încheierea acestei succinte prezentări privind tendințele în proiectarea sculelor se vor menționa cîteva perfecționări interesante privitoare la forma și geometria părții active a sculelor. Astfel, în special la cuțite, s-a ajuns la concluzia [7] că construcția cu tăișuri de trecere și cu scobituri prismatice, pe fața de degajare (fig. 9), pentru răsucirea așchiei, asigură calități superioare față de cele folosite în mod curent. În secțiunea transversală, scobitura are forma unui unghi obtuz a cărui valoare optimă este de 150°, astfel că se pot utiliza cuțite cu aceeași formă geometrică pentru diferite materiale de prelucrat.

În urma cercetărilor efectuate [7] s-a stabilit că, la prelucrarea materialelor cu $\sigma_r \leqslant 60$ kgf/mm², unghiul de degajare al fațetei $\gamma_f = \psi = 0°$, iar la prelucrarea materialelor cu $\sigma_r > 60$ kgf/mm², $\gamma_f = \psi = -5°$. Valorile optime ale dimensiunilor f și b sînt funcție de grosimea reală a așchiei (a) și anume: $f = 0{,}5\ a$, iar $b = (2 \ldots 3)\ a$.

În construcţia frezelor melc s-a stabilit [8] că adoptarea pe părţile laterale ale profilului a unor unghiuri de aşezare de 12...16° asigură o rezistenţă de 10...12 ori mai mare decît aceea a frezelor detalonate în mod obişnuit, la care unghiul de aşezare este de 2...3°.

În domeniul tehnologiei de fabricaţie a sculelor se pot distinge o serie de tendinţe care se manifestă în principal pe linia prelucrării mecanice şi a tratamentului termic. Iată cîteva dintre cele mai importante :

a) *Extinderea procedeelor de prelucrare mecanică*, dintre care se impun laminarea şi rularea şi prin care, obţinîndu-se semifabricate de forme şi dimensiuni foarte apropiate de cele ale sculelor finite, se aduc economii însemnate în ceea ce priveşte consumul specific de materiale, operaţiile de prelucrare ca şi manopera respectivă. Pe această linie, un mare interes prezintă perfecţionarea turnării de precizie a sculelor aşchietoare.

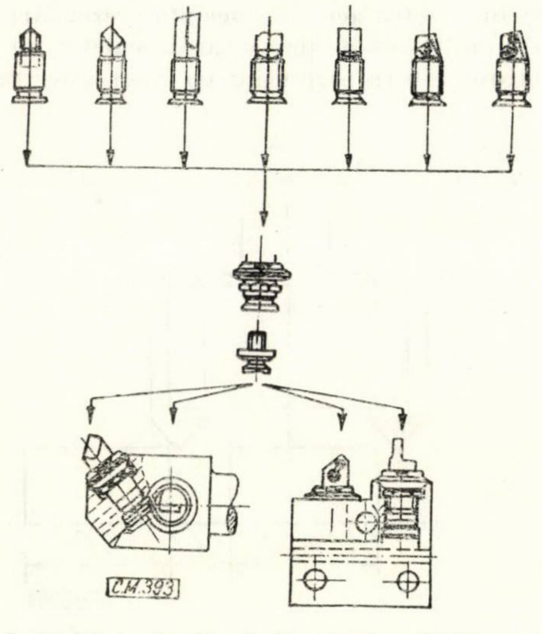


Fig. 8. Sculele, prelungitorul şi portscula unităţii standard.

b) *Extinderea procedeelor moderne de lipire a plăcuţelor* cum sînt : sudarea plăcuţelor prin contact electric (pentru sculele de forme simple) şi lipirea plăcuţelor prin încălzirea cu ajutorul curenţilor de înaltă frecvenţă (mai ales pentru scule cu mai multe tăişuri şi dimensiuni mari şi mijlocii). La lipirea plăcuţelor din carburi metalice, rezultate bune s-au obţinut prin utilizarea aliajelor pe bază de zinc sau cositor.

c) *Extinderea unor procedee noi de ascuţire şi netezire a sculelor* care asigură acestora o durabilitate şi o calitate superioară. Astfel, ascuţirea şi netezirea abrazivă tind să fie înlocuite cu ascuţirea şi netezirea sculelor prin procedee chimico-mecanice şi electrice ca de exemplu ascuţirea şi netezirea electrolitică. În figura 10 se arată schema maşinii pentru ascuţirea electrolitică a sculelor (firma Agatohon-Elveţia).

Aplicarea în băi galvanice a netezirii electrolitice [10] a sculelor de dimensiuni mici şi de forme complicate (adîncitoare, alezoare, tarozi, filiere, broşe, scule profilate, unele freze etc.) merită o atenţie deosebită din partea tehnicienilor sculeri. În acelaşi timp se aduc o serie de perfecţionări metodei de ascuţire abrazivă. Astfel, în U.R.S.S. s-a stabilit că durabilitatea sculelor creşte de peste două ori dacă la ascuţirea acestora se aplică, în sistemul disc abraziv-sculă, vibraţii ultrasonore asociate cu efectul lichidelor de răcire. Explicaţia constă în faptul că vibraţiile locale uşurează accesul lichidelor în zona de ascuţire, ceea ce asigură o rugozitate a suprafeţelor ascuţite de două ori mai mică decît în cazul ascuţirii fără vibraţii sonore.

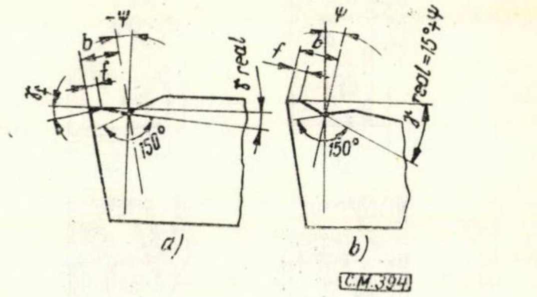


Fig. 9. Cuţite cu scobitură de formă prismatică.

În domeniul tratamentului termic al sculelor se manifestă o serie de tendinţe şi anume :

d) *Extinderea procedeelor moderne de tratament termic* dintre care se citează : călirea izotermă, călirea în băi de săruri fierbinţi cu electrozi, tratamentul la temperaturi sub 0°C imediat după călire (cu ghiaţă cu sare, ghiaţă carbonică, oxigen lichid etc.). Pentru operaţia de revenire a sculelor se extinde folosirea unor cuptoare de revenire încălzite electric cu circulaţie forţată a aerului cu ajutorul unui ventilator care asigură egalizarea temperaturii în întreg spaţiul util al cuptorului.

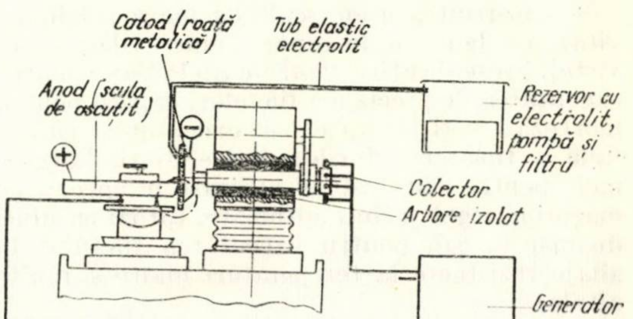


Fig. 10. Schema de principiu a maşinii de ascuţit electrolitic.

e) *Aplicarea pe o scară din ce în ce mai largă a tratamentelor termochimice.* Astfel, înlocuirea oţelurilor înalt aliate de scule cu oţeluri slab aliate a dus la elaborarea unor metode noi de mărire a durabilităţii sculelor prin tratamente superficiale ca :

— tratamentul termic superficial al sculelor cu ajutorul curenţilor de înaltă frecvenţă produşi prin intermediul generatorilor cu lămpi, procedeu ce prezintă mari avantaje în comparaţie cu tratamentul în băi de săruri sau plumb topit ;

— tratamentul superficial cu scîntei electrice ;

— cianurarea, fosfatarea, sulfizarea, încălzirea în apă la 95—96° sau în ulei la circa 120°C ;

— întărirea tăişurilor sculei prin cromaj dur (30% Fe + 70% Cr), acoperirea cu carburi metalice sau fontă albă, prin scîntei şi altele. Aplicarea procedeelor menţionate de tratament superficial permit mărirea durabilităţii sculelor de 2—3 ori.

În domeniul exploatării sculelor se manifestă o serie de tendinţe, în special pe linia măririi durabilităţii sculelor. Dintre acestea mai importante sînt următoarele :

a) *Imprimarea în timpul lucrului* sculei a unui anumit regim de vibraţii ultrasonore [11] cu frecvenţa 17...20 kHz şi amplitudinea maximă de 10 μm. Astfel s-a reuşit să se mărească de trei ori durabilitatea sculei şi să se micşoreze sensibil rugozitatea suprafeţei strunjite (prin vibrarea sculei în direcţie perpendiculară pe suprafaţa de prelucrat, asociată cu răcirea lentă cu ulei de transformator). În acest caz, forţele de aşchiere se micşorează considerabil prin efectul de dislocare şi ungere efectuat de pana de ulei împinsă în zona de aşchiere prin vibraţia sculei.

b) *Perfecţionarea şi aplicarea* pe scară din ce în ce mai largă a unor procedee de răcire cu aer, cu vînă de lichid şi cu ceaţă formată din picături fine de lichid. Aplicarea acestor procedee s-a dovedit foarte eficace mai ales în cazul folosirii lichidelor de răcire uleioase aditivate cu bisulfură de molibden [12] sub formă de dispersii de pulbere cu granulaţia mai mică de 1 μm. În acest caz durabilitatea s-a mărit cu 70%, putîndu-se mări totodată viteza de aşchiere cu 20%. Influenţa favorabilă a aditivilor pe bază de bisulfură de molibden se explică prin proprietăţile sale de ungere şi prin capacitatea sa de a adera pe suprafeţele active ale sculelor. O altă metodă de răcire a sculelor, care a permis mărirea durabilităţii cu peste trei ori, constă în folosirea unui dispozitiv electric de răcire bazat pe efectul Peltier [13]. Dispozitivul se montează în jurul cuţitului pentru strunjire nelăsînd decît vîrful să iasă. Procedeul este economic permiţînd în unele cazuri ameliorarea rugozităţii suprafeţei prelucrate şi chiar evitarea operaţiei de rectificare.

În încheierea acestei succinte prezentări a cîtorva probleme de bază şi tendinţe ce se manifestă în domeniul construcţiei de scule, se consideră necesar să se precizeze că de modul de rezolvare şi de aplicare a rezultatelor existente şi de viitor depinde, într-o mare măsură, dezvoltarea pe cale ascendentă a sculelor aşchietoare, respectiv a procedeului de prelucrare prin aşchiere. Datorită acestui fapt, trebuie să constituie o sarcină pentru fiecare tehnician sculer cunoaşterea progreselor realizate pe plan mondial în domeniul proiectării, fabricaţiei şi exploatării sculelor aşchietoare, fapt care va permite fiecăruia să-şi aducă contribuţia sa în ridicarea pe o treaptă mai înaltă a tehnologiei de prelucrare prin aşchiere a metalelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I.* Abstractizarea sculei aşchietoare (teză de doctorat). Institutul politehnic Bucureşti, 1969.

[2] *Duca, Z.* Generalizarea relaţiilor de calcul analitic al geometriei sculelor (teză de doctorat). Institutul politehnic Bucureşti, 1969.

[3] *Kahmer, K.* Durchführung von Zerspanungversuchen im Betrieb. În : Werkstatt und Betrieb, 98, nr. 2, 1965.

[4] *Esheiman, K.* Tooling takes on the superhand. În : Iron Age, 195, nr. 11, 1966.

[5] Ceramic tips mill hard and steel. În : Metalworking production, 105, nr. 40, 1961.

[6] *Herbert, K.* Simpliset toolholders. În : Machinery, nr. 2634, 1963.

[7] *Igoşin, V.V.* Rezţi s prismaticeskimi strujkozavivaiuşcimi lunkami. În : Stanki i instrument, nr. 12, 1966.

[8] *Romanov, K.F.* Scule pentru aşchierea metalelor şi tehnologia confecţionării lor. În : Caiet selectiv maşini-unelte şi prelucrarea metalelor, I.D.T., nr. 6, 1968.

[9] *Opitz, H.* Fertigungsverfahren, Werkzeugmaschinen und Werkzeuge für die spangebende Bearbeitung. În : Industrie Anzeiger, nov., 1968.

[10] *Enache, St.* Calitatea suprafeţelor prelucrate. Bucureşti. Ed. tehnică, 1966.

[11] *Isaev, A.* ş.a. Primenenie ultrazoukovih kolebanii instrumenta pri rezanii metallov. În : Vestnik maşino-stroenie,nr. 8, 1963.

[12] *Lewis, A.* La durée des outils prolongée par des additifs aux huiles de coupe. În : La machine-outil française, nr. 117, 1962.

[13] Le refroidissement électronique augmente considérablement la durée de l'outil. În : La machine-outil française, nr. 199, 1964.

CZ 621.791.7.037

Caracteristicile de sudare ale electrozilor EL 44T — titanic STAS 7240—65

Ing. Valeriu GEORGESCU – Institutul politehnic – Galați

Pentru a se calcula cantitatea de material de adaos și timpul necesar executării unei îmbinări sudate, trebuie să se cunoască forma și dimensiunile îmbinării, procedeul și regimul de sudare și caracteristicile materialului de adaos. În cazul sudării electrice, caracteristicile care interesează sînt : coeficientul de topire α_t, coeficientul de depunere α_d, pierderile prin capete neutilizate ale electrozilor și pierderile prin stropirea și arderea materialului.

Precizia și corectitudinea rezultatelor depind în mare măsură de cunoașterea cît mai exactă a acestor caracteristici care diferă la fiecare tip de electrod întrebuințat. De obicei, valoarea acestora se adoptă aproximativ în calcul datorită indicațiilor puțin precise din literatură asupra lor.

Astfel, pentru sudarea electrică manuală cu arc descoperit, în diferite lucrări [1] și [2] sînt indicate următoarele valori :

— coeficientul de topire $\alpha_t = 7{,}2...15$ g/Ah ;
— coeficientul de depunere $\alpha_d = 5...12{,}5$ g/Ah ;
— pierderi prin capete neutilizate 11—20 % ;
— pierderi prin stropire și ardere 15—25 %,

fără a se preciza cînd se va alege o valoare sau alta, iar îndrumătorul pentru îmbinări sudate [4], indicînd aproximativ aceleași valori, recomandă stabilirea experimentală a acestor parametri pentru cazuri concrete de calcul.

Un alt aspect este acela că și în prezent apar lucrări în care se prezintă tabele cu caracteristicile de sudare ale unor electrozi străini, tabele care sînt preluate din lucrări mai vechi ale autorilor sau din traduceri făcute cu mulți ani în urmă. Aceste date nu pot fi folosite în practică deoarece tipurile de electrozi din tabele nu se mai folosesc și nici nu li se cunosc compoziția chimică a vergelei metalice și compoziția sau caracterul învelișului, pentru a se compara cu tipurile de electrozi fabricați în prezent.

Indicații oarecum mai precise, în sensul că se dau limite de variație a coeficientului de topire și de depunere pentru anumite categorii de electrozi folosiți la noi în țară, se găsesc în [2].

În prezent se cunoaște dependența acestor caracteristici de o serie de factori ca materialul vergelei metalice, compoziția învelișului, felul și polaritatea curentului, temperatura electrodului, regimul de sudare etc., dar această dependență a fost studiată în condiții anumite de lucru [3], din care cauză rezultatele nu pot fi folosite practic.

Din aceste motive, lucrarea de față își propune ca scop studiul caracteristicilor de sudare și influența curentului de sudare asupra acestora, în cazul electrozilor EL 44 T-titanic STAS 7240-65, în condiții cît mai apropiate de condițiile practice de lucru. Am ales pentru studiu electrozii EL 44 T, deoarece aceștia se utilizează frecvent în practică la sudarea pieselor din oțel carbon calmat sau necalmat cu maximum 0,25 % C, inclusiv a oțelurilor de cazane și țevi.

Caracteristicile mecanice ale electrozilor sînt :

— rezistența la rupere $\sigma_r = 44...51$ kgf/mm^2 ;
— limita de curgere $\sigma_c = 30...38$ kgf/mm^2 ;
— alungirea ($L_0 = 5d$) $\delta = 22...30$ % ;
— reziliența (KCU 30/2) $K = 9...15$ kgm/cm^2.

Electrozii sînt recomandați pentru îmbinări puternic solicitate dinamic, deoarece cusăturile executate sînt rezistente la îmbătrînire și oboseală.

Se recomandă sudarea cu curent continuu în polaritate directă (electrod legat la polul negativ) sau cu curent alternativ folosind intensitățile recomandate în tabela 1.

Tabela 1

Diametrul electrodului, mm	2	2,5	3,25	4
Intensitatea curentului, V	50—70	80—100	110—140	150—180
Greutatea medie,	10,58	16,8	28,2	42,7

Încercările au fost făcute în curent continuu cu polaritate directă și inversă și în curent alternativ. S-au folosit ca surse de curent convertizorul de sudare tip GES-350 și transformatorul de sudare cu șunt magnetic tip TASM-200, ambele utilaje fiind frecvent folosite în practică.

Topirea electrozilor s-a făcut depunîndu-se, de către un sudor categoria a VI-a, un strat de sudură pe plăci din oțel cu un conținut redus de carbon avînd dimensiunile aproximative 170 × 100 × 10 mm.

Determinarea greutăţii metalului topit dintr-un electrod s-a făcut prin scăderea greutăţii capătului rămas neutilizat din greutatea medie a vergelei metalice (tabela 1), care a fost stabilită ca medie aritmetică a greutăţii a cinci electrozi luaţi din diferite locuri ale pachetului şi curăţaţi de înveliş. Capetele de electrozi au fost cîntărite cu o balanţă HVT-1 produsă de AVK-Budapesta, avînd precizia 0,05 g.

Determinarea greutăţii metalului depus s-a făcut prin cîntărirea cu aceeaşi balanţă a plăcilor înainte şi după depunerea metalului de adaos.

Intensitatea curentului a fost măsurată cu un ampermetru electromagnetic tip AE 4 clasa de precizie 2,5, fabricat de Electromagnetica Bucureşti, iar timpul de topire a fost măsurat cu un cronometru cu cadran de 30 s.

Pentru a se obţine rezultate cît mai precise au fost făcute mai multe determinări, calculîndu-se apoi media mărimilor măsurate. Rezultatele măsurătorilor şi ale calculelor sînt trecute în tabela 2. Pe baza acestora s-a întocmit tabela 3, în care sînt trecute valorile recomandate pentru a fi folosite practic.

Analizînd aceste rezultate se pot trage o serie de concluzii.

Astfel, se poate afirma că pentru variaţii în limite largi ale intensităţii curentului, coeficientul de topire variază parabolic; această variaţie poate fi explicată prin scăderea coeficientului α_t la valori mici ale intensităţii curentului [3], iar la valori mai mari prin creşterea acestuia pe seama încălzirii metalului datorită trecerii curentului electric prin electrod. Variaţia parabolică a coeficientului de topire poate fi observată numai în graficele din figurile 1 şi 2 şi mai puţin în figurile 3 şi 4, deoarece în lucrare au fost prezentate numai variaţiile coeficientului α_t pentru intensităţi apropiate de cele recomandate pentru sudare, iar o dată cu creşterea diametrului electrodului curbele s-au deplasat faţă de acest interval spre stînga şi în jos.

Experienţele arată că, pentru intervalul de intensităţi folosite practic, coeficientul de topire creşte o dată cu creşterea curentului (excepţie face electrodul cu diametrul de 2 mm), iar caracterul creşterii este acelaşi pentru orice fel de curent: alternativ sau continuu pentru polaritate directă sau inversă.

Polaritatea influenţează asupra mărimii coeficientului de topire în sensul că pentru toţi electrozii s-au obţinut valori mai mari ale coeficientului pentru polaritate inversă decît pentru polaritate directă, fapt explicabil prin diferenţa de temperatură dintre pata anodică şi pata catodică a arcului electric. O dată cu creşterea diametrului electrozilor influenţa polarităţii scade, obţinîndu-se valori apropiate ale coeficientului de topire pentru diferite polarităţi.

Analizînd variaţia coeficientului de topire numai în intervalul intensităţilor folosite la sudare (figurile 1—4), se poate considera că coefi-

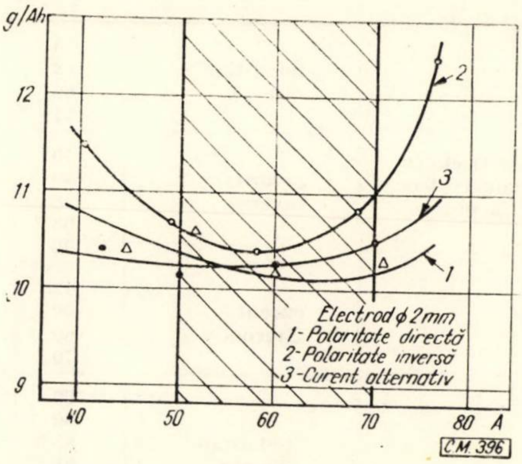


Fig. 1

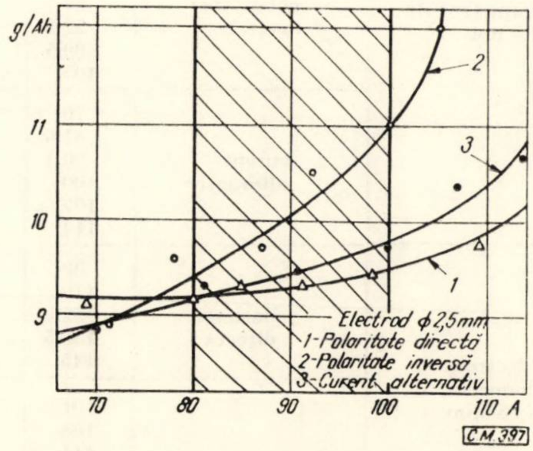


Fig. 2

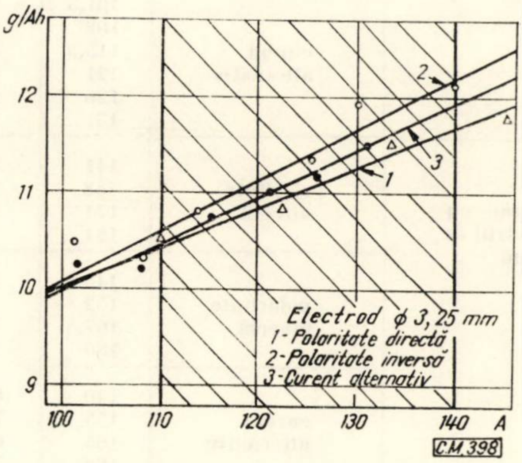


Fig. 3

Tabela 2

Diametrul electrodului, mm	Polaritatea curentului	Curent mediu A	Timp mediu de topire s	Greutate medie topită g	Greutate medie depusă g	Coeficient de topire g/Ah	Coeficient de depunere g/Ah	Pierderi prin capete %	Pierderi prin stropi %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Electrod cu diametrul de 2 mm	polaritate directă	45	77,5	9,82	8,75	10,2	9,03	7,2	10,9
		52	64,4	9,7	8,5	10,3	9,15	7,5	11,7
		60	57,8	9,81	8,63	10,2	9	7,3	12
		71	46,3	9,33	8,15	10,3	8,94	11,8	12,7
	polaritate inversă	40	77	9,85	8,88	11,45	10,54	6,9	10,2
		49	68,2	9,88	9,08	10,7	9,77	6,63	8,1
		58	59	9,9	9,02	10,4	9,7	6,45	8,9
		68,3	48	9,84	88,8	10,8	9,77	7	9,75
		76	35,1	9,32	8,16	12,6	11	11,95	12,4
	curent alternativ	42	77,8	9,42	7,58	10,4	8,4	7,7	19,4
		50	69,5	9,76	8,05	10,15	8,35	7,75	18
		60	56,8	9,78	7,92	10,3	8,4	7,6	19
		70	57	9,69	7,8	10,5	8,4	8,45	19,5
Electrod cu diametrul de 2,5 mm	polaritate directă	69	88	15,4	13,8	9,15	8,2	8,1	10,4
		80	76,1	15,6	14	9,2	8,3	7,15	10,25
		85,3	69,7	15,4	13,72	9,31	8,3	7,2	10,1
		91,2	66,3	15,65	13,6	9,35	8,1	7,1	13
		98,6	58,9	15,3	13,27	9,45	8,25	8,95	13,3
		109,1	46,5	13,74	11,02	9,75	8,3	18,2	20,2
	polaritate inversă	71,5	88,2	15,47	12,4	8,9	7,1	7,85	19,8
		78	73,2	15,6	12,8	9,6	8,05	7,15	18
		87	66,9	15,6	13,4	9,7	8,3	7,15	14,1
		92,2	58	15,6	13,8	10,5	9,3	7,15	11,6
		100,5	49,5	15,12	13,5	11	9,8	9	10,7
		105	42,8	15	13,13	12	10,5	10,8	12,4
	curent alternativ	70	90,2	15,55	13,8	8,83	7,9	7,8	10,7
		81,6	73,8	15,54	13,74	9,3	8,2	7,5	11,6
		90,4	66,1	15,5	13,62	9,46	8,25	7,75	12,2
		100	56	15,3	12,63	9,77	8,15	10,1	14,5
		107	48,5	14,94	12,25	10,38	8,5	11,5	15,25
		114	39,6	13,51	11,4	10,7	8,9	20,8	81
Electrod cu diametrul de 3,25 mm	polaritate directă	99	94,6	25,9	23,52	9,9	9,05	8,27	12
		110	79,5	25,68	22,46	10,5	9,26	8,95	12,5
		122,5	71,3	26,05	23,2	10,82	9,72	7,65	11
		133,5	60,5	25,8	22,65	11,5	10,1	8,5	12,5
		145	41,2	20,1	16,35	11,8	10,5	28,8	17,5
	polaritate inversă	101	82,7	26	23,77	10,5	9,8	7,83	8,57
		108	85,5	26,4	23,82	10,3	10	7,9	8,5
		114	75,5	26,2	24,1	10,9	10	7,15	8,05
		125	61	24,02	21,87	11,35	10,3	14,8	8,95
		130	57	24,6	22,3	11,9	10,7	12,8	9,3
		140	48,4	22,67	20,5	12,1	10,9	19,5	9,55
	curent alternativ	101,5	91,1	26,45	23,22	10,25	9,05	6,5	12,2
		108	87,3	26,6	23,6	10,2	9	6,25	11,25
		115,5	75,7	25,85	22,93	10,7	9,45	8,35	10,5
		121	72	25,85	22,9	11	9,65	8,35	10,2
		126	67,3	26,28	23,2	11,15	9,8	9,1	11,4
		131	59,2	24,27	21,56	11,5	10	14	11,2
Electrod cu diametrul de 4 mm	polaritate directă	141	90,5	40,2	34,63	11,5	9,65	5,85	14,1
		158	72,5	40,45	33,86	12,7	10,6	5,28	15,9
		174	58,2	68,4	32,53	13,64	11,5	9,8	15,3
		184	42,5	32,1	27,1	14,67	12,4	29	15,9
	polaritate inversă	140	88,8	40,27	36,5	11,63	10,55	5,7	9,35
		152	78,5	40,12	36,4	12,4	11,05	6,05	9,6
		167,5	62	39,94	35,1	13,85	12,2	6,5	9,65
		180	52,8	37,97	34,23	14,65	13,3	11,1	9,9
	curent alternativ	140	86,6	39,94	35,2	11,8	10,35	6,45	11,1
		155	74,1	39,1	34,52	13,35	10,8	8,4	11,7
		165	60,8	37,5	31,8	13,45	11,4	8,1	13,4
		180	50,3	36,2	30,2	14,4	12	15,1	13,9

Tabela 3

Polaritatea curentului	Diametrul electrodului mm	Intensitatea curentului A	Coeficient de topire g/Ah	Coeficient de depunere g/Ah	Pierderi prin capete %	Pierderi prin stropi %	Valoarea constantelor	
							$a \cdot 10^{-2}$	b
Polaritate directă	2	50– 70	10,35–10,2	9,1	7,1	11,4–12,7	–1,0	10,9
	2,5	80–100	9,2–9,45	8,3	7,27	10 –13,5	1,5	7,8
	3,25	110 140	10,4–11,7	9,3–10,3	8,55	11,5–13	4,25	5,75
	4	150–180	12,15–14,2	10,2–11,8	7,5	15–16	7,25	1,25
Curent alternativ	2	50– 70	10,2 –10,5	8,4	7,7	18,5–19,5	1,5	9,35
	2,5	80–100	9,2 – 9,8	8,2	8,94	11,5–14	3,0	6,8
	3,25	110–140	10,4 –11,9	9,3–10,3	7,2	10,5–11,5	4,75	5,25
	4	150–180	12,25–14,4	10,6 –12	7,3	11,5–14	7,25	1,35
Polaritate inversă	2	50– 70	10,4 –10,9	9,8	7,25	8,5–10	—	—
	2,5	80–100	9,4 –11	8–9,8	7,75	17 –10,5	8,0	3,0
	3,25	110–140	10,6–12,2	10–11	9,45	8,4–9,5	5,25	4,85
	4	150–180	12,4–14,6	11–14,2	7,72	9,5–10	7,25	0,145

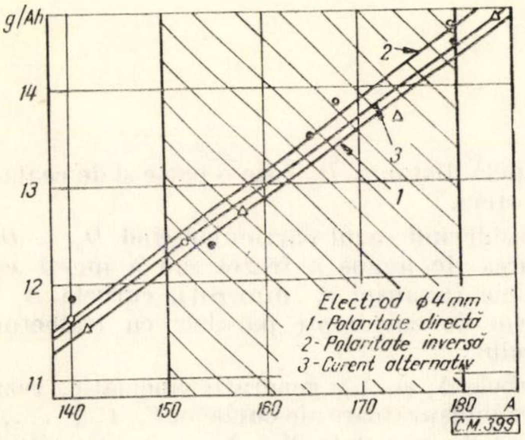


Fig. 4

cientul α_t crește o dată cu intensitatea curentului de sudare I_s după o relație de forma :

$$\alpha_t = a \cdot I_s + b,$$

unde a și b sînt constante ale căror valori sînt trecute în tabela 3. Excepție face electrodul cu diametrul de 2 mm, pentru lucrul în polaritate inversă, pentru care relația de calcul este $\alpha_t = 0,00375\ I_s^2 - 0,43\ I_s + 22,725$.

Se precizează că folosirea acestor relații este aproximativă din punct de vedere teoretic dar suficient de precisă pentru determinări în scopuri practice.

Curentul de sudare influențează mai puțin asupra coeficientului de depunere decît asupra coeficientului de topire. Astfel, pentru electrozi de diametru mic coeficientul de depunere este aproximativ constant, iar pentru diametre mai mari el crește ușor o dată cu creșterea intensității curentului.

Polaritatea curentului influențează asupra coeficientului de depunere în sensul că cele mai mari valori ale acestuia se obțin pentru polaritate inversă, iar cele mai mici pentru polaritate directă, adică tocmai invers decît în cazul coeficientului de topire.

Explicația acestei comportări rezultă din analiza pierderilor prin stropirea și arderea materialului, care sînt minime în cazul polarității inverse.

Influența polarității asupra coeficientului de depunere și a pierderilor prin stropire și ardere subliniază justețea recomandării de a se lucra cu electrozii EL-44T legați la polul negativ al sursei de curent (polaritate inversă).

Analizînd coeficientul de depunere și pierderile prin stopire și ardere pentru diferite dimensiuni de electrozi, se poate face observația că în cazul electrozilor subțiri nu este economic să se lucreze cu intensități mari de curent deoarece mărirea intensității curentului în cazul acestora nu duce la creșterea cantității de metal depus pe unitate de timp, ca în cazul electrozilor groși, ci se obține doar mărirea pierderilor prin stropirea și arderea metalului.

Rezultatele măsurătorilor asupra pierderilor prin capete de electrozi arată că acestea, în cazul lucrului atent în domeniul intensităților recomandate, nu depășesc 10% indiferent de polaritatea curentului. Au rezultat pierderi de 29; 28,8; 20,8% etc., în cazurile în care a fost depășită limita superioară a intensităților recomandate cu 5–15 A, adică la intensități de 184 A față de maximum 180 A pentru electrozi Ø 4 mm, de 145 A față de 140 A pentru electrozi Ø 3,25 mm, de 114 A față de 100 A pentru electrozi Ø 2,5 mm etc.

În toate aceste cazuri s-a produs înroșirea electrodului și retezarea lui din clește, implicînd aruncarea de capete mari de electrozi. Rezultă că, în cazul folosirii electrozilor studiați, se cere respectarea strictă a intensității de lucru recomandate, depășirea acesteia chiar cu valori mici de 5–10 A ducînd la creșterea bruscă de 2–3 ori a pierderilor prin capete neutilizate de electrod.

În ceea ce priveşte mărimea pierderilor prin capete neutilizate şi pierderi prin stropire şi ardere, rezultatele obţinute arată că acestea sînt mai mici decît cele indicate în literatură.

Astfel, pierderile prin capete neutilizate la toţi electrozii în cadrul domeniului de intensităţi recomandate au fost cuprinse între 7,1 şi 9,45% faţă de 11–20% indicate în literatură, iar pierderile prin stropirea şi arderea materialului, între 8,5 şi 16% faţă de 15–25%. De aici rezultă că pentru electrozii studiaţi pierderile cumulate prin stropi şi capete de electrozi pot fi luate de maximum 25% faţă de circa 50%, cifră indicată în literatură pentru calcul.

Limitele de variaţie ale tuturor caracteristicilor de sudare a electrozilor studiaţi pentru domeniul intensităţilor recomandate la sudare sînt indicate în tabela 3; datele din această tabelă pot fi folosite pentru condiţii similare de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Teodorescu, C. C., Mocanu, D. R.* şi *Buga, M.* Îmbinări sudate. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Ionescu, Gh.* Tehnologia construcţiilor sudate. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

[3] *Makeev, M. G.* K voprosu o zavisimosti koefiţienta rasplavlenia ot svarocinogo toka. Avtoghennoe delo nr. 5, 1952.

[4] *Şmilovici, M.* şi *Milion, C.* Îndrumător pentru îmbinări sudate. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

CZ 621.914

Contribuţii la cinematica frezării

Ing. Viorel IGNAT – Uzina VICTORIA – Călan

În cadrul lucrării de faţă se determină ecuaţiile curbelor de mişcare a punctelor tăişului plecînd de la mecanismul generării suprafeţelor prin frezare şi se examinează cîteva probleme legate de viteza de aşchiere şi de precizarea modurilor de frezare – în sensul avansului şi contra avansului. Determinarea traiectoriei punctelor tăişului prezintă importanţă şi pentru determinarea unghiurilor funcţionale ale dinţilor frezei, precum şi pentru determinarea, din punct de vedere geometric, a rugozităţii suprafeţelor rezultate prin frezare; aceste probleme nu sînt însă luate în considerare în cadrul lucrării.

Indiferent de felul frezării, un punct oarecare al unui dinte situat pe tăiş execută o mişcare rezultată din compunerea celor două mişcări: rotaţia în jurul axei frezei şi deplasarea piesei sau sculei pe o traiectorie precizată iniţial.

Se consideră o freză oarecare şi se analizează **traiectoria** unui punct N, situat pe diametrul D_N (fig. 1).

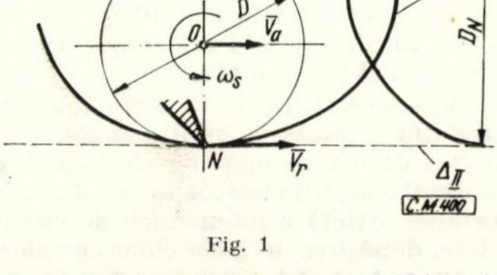


Fig. 1

Curba ciclică descrisă de punctul N în mişcare va fi tot timpul cuprinsă între două curbe concentrice cu curba descrisă de centrul sculei, situate la distanţa $D_N/2$ de o parte şi de cealaltă a acesteia.

Considerînd cazul particular cînd $D_N = D$ şi mişcarea de avans a frezei sau a mesei este rectilinie (avansul s, mm/rot), curbele Δ_I şi Δ_{II}, vor deveni drepte paralele cu traiectoria centrului.

Curbele Δ_I şi Δ_{II}, generate cinematic, rezultate ca înfăşurătoare ale curbelor C_1, C_2, ..., C descrise de punctele N_1, N_2, ..., N_i, situate respectiv pe dinţii frezei Z_1, Z_2, ..., Z_i, poartă denumirea de directoare cinematice.

Datorită celor două mişcări cu viteze impuse (viteza de avans V_a şi viteza de rotaţie V_r), în general, nu apare o mişcare de rulare a cercului cu diametrul D_N pe cele două curbe Δ_I şi Δ_{II}, ci o mişcare de rulare cu alunecare. Din infinitatea de cercuri care au centrul în centrul frezei se poate găsi un cerc cu diametrul D_R, rigid legat de cercul cu diametrul D_N, care să ruleze fără alunecare pe o curbă B, astfel ca mişcarea punctului N să nu se schimbe (fig. 2).

Cercul cu diametrul D_R care satisface această condiţie poartă denumirea de ruletă, iar curba B, denumirea de curbă bază [1].

Pentru a avea rulare fără alunecare, drumul parcurs de centrul 0 al sculei în mişcare de avans trebuie să fie egal cu drumul parcurs de punctul N în mişcare de rotaţie, pentru aceeaşi perioadă de timp. Această condiţie va fi satisfăcută atunci cînd:

$$V_{R\,\mathrm{rot}} = V_{0a}. \qquad (1)$$

Considerînd freza cu diametrul D care se mişcă cu viteza de avans V_a şi viteza unghiulară ω_s, vitezele centrului ruletei şi a unui punct de pe ea R vor fi :

$$V_{0a} = V_a, \tag{2}$$

$$V_{R\,\mathrm{rot}} = \frac{Dr}{2}\,\omega_s. \tag{3}$$

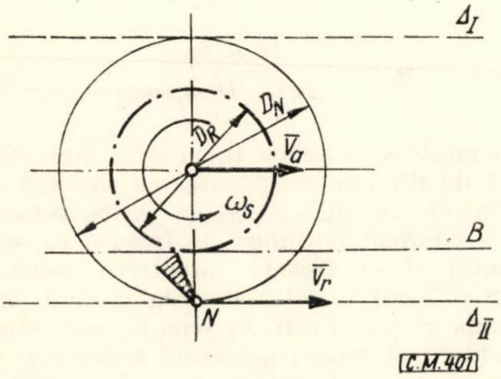


Fig. 2

Ecuaţia (1) devine astfel :

$$V_a = \frac{D_R}{2}\,\omega_s, \tag{4}$$

de unde :

$$D_R = \frac{2V_a}{\omega_s} \text{ sau } R_R = \frac{V_a}{\omega_s}. \tag{5}$$

Se cunoaşte că un punct al unui cerc care se rostogoleşte fără alunecare pe o curbă din planul său descrie o curbă cicloidală.

Comparînd diametrul frezei cu diametrul ruletei, pot apărea trei cazuri :

$$D = D_R,\ D > D_R \text{ şi } D < D_R. \tag{6}$$

Un punct situat pe diametrul D al frezei, în funcţie de cele trei cazuri posibile, va descrie o curbă cicloidală, o curbă cicloidală alungită sau scurtată.

În cazul cînd curba bază este o dreaptă iar $D = D_R$, un punct situat pe diametrul D va descrie o cicloidă ale cărei ecuaţii sînt :

$$\begin{aligned} x &= \frac{D_R}{2}(\varphi - \sin\varphi), \\ y &= \frac{D_R}{2}(1 - \cos\varphi), \end{aligned} \tag{7}$$

unde φ este unghiul de rostogolire al ruletei, identic cu unghiul de rotire al sculei.

Cînd $D_R \neq D_N$, punctul N fiind situat la distanţa $\frac{D_N}{2}$ de centrul cercului ruletă (fig. 3), ecuaţiile descrise de punctul N vor fi :

$$\begin{aligned} x &= \frac{D_R}{2}\varphi - \frac{D_N}{2}\sin\varphi, \\ y &= \frac{D_R}{2} - \frac{D_N}{2}\cos\varphi. \end{aligned} \tag{8}$$

Sistemul xoy ales iniţial fiind incomod, se alege pentru studiul ecuaţiilor sistemul XOY (fig. 3), operaţie ce coincide cu translaţia axelor de coordonate cu valorile :

$$\begin{aligned} x &= 0, \\ y &= \frac{D_N - D_R}{2}. \end{aligned} \tag{9}$$

În sistemul nou ales ecuaţiile curbei vor fi :

$$\begin{aligned} X &= \frac{D_R}{2}\varphi - \frac{D_N}{2}\sin\varphi, \\ Y &= \frac{D_N}{2}(1 - \cos\varphi). \end{aligned} \tag{10}$$

Înlocuind valorile obţinute pentru diametrul ruletei ecuaţiile curbei sînt :

$$\begin{aligned} X &= \frac{V_a}{\omega_s} - \frac{D_N}{2}\sin\varphi, \\ Y &= \frac{D_N}{2}(1 - \cos\varphi). \end{aligned} \tag{11}$$

Valorile coordonatelor X şi Y ,deci alungirea sau scurtarea curbei precum şi panta curbei vor depinde de valorile celor două viteze, constante ca mărime pentru un regim ales, şi vor varia în funcţie de variaţia unghiului φ în cele patru cadrane, considerate faţă de sistemul de coordonate XOY.

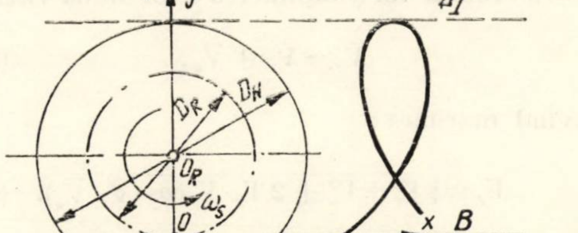


Fig. 3

O problemă care în literatura de specialitate este interpretată în mod diferit este cea a vitezelor la frezare şi a clasificării frezării în frezare contra avansului şi în sensul avansului.

Astfel, se stabileşte [5] că într-un proces de aşchiere intervin următoarele viteze : viteza de aşchiere care este viteza instantanee a punctului considerat de pe tăiş în direcţie de aşchiere ; viteza principală care este viteza instantanee a punctului considerat de pe tăiş în direcţia principală ; viteza de avans care este viteza instantanee a sculei sau a piesei în direcţia de avans.

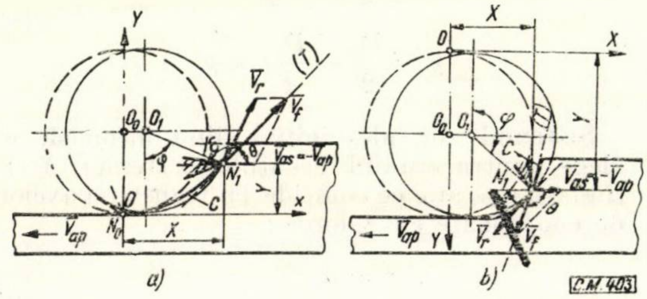


Fig. 4

În procesul de frezare se întîlnesc, de asemenea, cele trei viteze (fig. 4) : viteza principală, de rotaţie a frezei în jurul axei sale cu viteza periferică $\overline{V}_r$; viteza secundară de avans realizată de piesă sau freză, pe direcţia de avans, cu mărimea V_a ; viteza de aşchiere la frezare sau viteza instantanee a unui punct de pe tăiş în timpul deplasării sale pe traiectorie, într-un punct considerat, de mărime V_f.

Avînd în vedere modul de generare al suprafeţelor prin frezare, viteza de aşchiere la frezare va avea direcţia tangentă la curba C descrisă de punctul respectiv în mişcare N, iar valoarea ei va rezulta din compunerea celor două viteze :

$$\overline{V}_f=\overline{V}_r+\overline{V}_a, \tag{12}$$

avînd mărimea :

$$V_f=\sqrt{V_r^2+V_a^2\pm 2\,V_r\cdot V_a\cos(\overline{V}_r,\overline{V}_a)}. \tag{13}$$

Deoarece unghiul format de cei doi vectori este variabil în timpul aşchierii, viteza de frezare va fi şi ea variabilă, între o valoare minimă atinsă în momentul cînd unghiul dintre cei doi vectori este 180° [cos $(\overline{V}_r, \overline{V}_a) = -1$] şi o valoare maximă cînd unghiul dintre cei doi vectori este 0° [cos $(\overline{V}_r, \overline{V}_a) = 1$] :

$$V_{f\,\min}=V_r-V_a. \tag{14}$$

$$V_{f\,\max}=V_r-V_a. \tag{15}$$

Cunoscînd direcţia tangentei la curbă (deci valorile unghiului θ) este cunoscută şi direcţia vitezei de aşchiere care coincide cu aceasta :

$$\operatorname{tg}\theta=\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}. \tag{16}$$

Din ecuaţiile (11), derivînd în raport cu variabila φ şi înlocuind în (16) se obţine :

$$\operatorname{tg}\theta=\frac{D_N\,\omega_s\sin\varphi}{2\,V_a-D_N\,\omega_s\cos\varphi}. \tag{17}$$

Din analiza valorilor tangentei unghiului θ format de direcţia rezultantei cu axa OX (deci direcţia vitezei de avans) se poate adînci şi preciza complet noţiunea de frezare în sensul avansului şi de frezare împotriva avansului (STAS 577-49) : contra avansului cînd sensul de avans al piesei este în sens invers sensului de aşchiere al frezei ; în sensul avansului cînd sensul de avans al piesei este acelaşi cu sensul de aşchiere al frezei.

Deşi în STAS 577-49 se precizează criteriile de clasificare ale frezării, în literatura de specialitate apar unele neconcordanţe datorită modului de interpretare al avansurilor.

Aceste neconcordanţe se datoresc varietăţii mari de tipuri constructive de maşini de frezat şi a principiului adoptat pentru realizarea mişcării de avans.

Din analiza tipurilor de maşini de frezat (maşini verticale, universale, orizontale, portale, speciale etc.) rezultă că mişcarea de avans poate fi realizată de masa maşinii împreună cu piesa (FV1, FU1 etc.) de către sculă (maşinile speciale Köllman SF 160) sau pe orizontală de către masa maşinii împreună cu piesa, iar pe verticală de către capul de frezat împreună cu freza (maşinile portale). Deoarece obţinerea oricărei mărimi de viteză dorită nu constituie o dificultate, nu se construiesc maşini de frezat care să realizeze simultan, pe aceeaşi direcţie, avansul piesei şi al sculei.

Deşi unele maşini (portale, speciale etc.) ar putea realiza în acelaşi timp avansuri pe traiectorii rezultate din compunerea mişcării sculei şi a piesei, acestea sînt foarte rar utilizate din cauza greutăţii de supraveghere a mai multor mişcări simultane, a unei precizii mai scăzute în prelucrare (jocuri în mai multe sisteme) etc. ; aceste maşini sînt prevăzute cu sisteme de blocare electrice (SF 160) care nu permit realizarea mişcărilor simultane pe mai multe direcţii.

Considerînd cazul particular analizat în această lucrare (avansul mesei sau al sculei este rectiliniu), avansul s se poate realiza fie prin deplasarea sculei, fie prin deplasarea piesei.

Considerînd sistemul piesă-sculă ca un sistem cinematic izolat, avansul s poate fi realizat fie prin deplasarea sculei faţă de piesă cu o viteză $\overline{V}_{as}$ astfel ca în timpul unei rotaţii a sculei să rezulte o deplasare relativă de *s* mm/rot, fie prin deplasarea piesei faţă de sculă cu o viteză $\overline{V}_{as}$ astfel aleasă ca în acelaşi timp să rezulte o deplasare relativă de *s* mm/rot.

Din figurile 4, *a* şi 4, *b* se poate vedea că se poate realiza o frezare de *s* mm în timpul unei rotaţii dacă scula se va deplasa în lungul axei *OX* cu viteza $\overline{V}_{as}$, sau piesa se va deplasa spre sculă, după tipul constructiv al maşinii, pe aceeaşi direcţie, cu viteza $\overline{V}_{ap}$.

Transpunînd problema în sistemul *XOY* ales iniţial, faţă de originea 0 a acestui sistem, indiferent dacă mişcarea de avans va fi executată de piesă sau de sculă, pentru a putea clasifica frezarea este necesar, conform STAS 577-49, ca viteza de aşchiere să fie analizată în raport cu sensul de avans al piesei, sens indicat de vectorul $\overline{V}_{ap}$. Deoarece unele maşini realizează avansul prin deplasarea sculei cu viteza $\overline{V}_{as}$ în timp ce piesa este fixă, pentru a defini mişcarea în sensul sau contra avansului este necesar să se facă referinţă la sensul de avans al piesei şi nu la cel al sculei.

Din punct de vedere matematic problema se reduce la următoarele egalităţi :

$$\overline{V}_{ap} = -\overline{V}_{as} \text{ şi } V_{ap} = V_{as} = V_a, \qquad (18)$$

deci unghiul format de $\overline{V}_{as}$ şi $\overline{V}_{ap}$ va fi de 180°, iar unghiul dintre $\overline{V}_f$ şi $\overline{V}_{ap}$ va fi : $\varepsilon = 180° - \theta$.

Problema analizei frezării în sensul avansului sau contrar sensului avansului (frezarea definită conform STAS 577-49) se reduce la studiul variaţiei unghiului θ în funcţie de φ.

Sensul proiecţiei lui $\overline{V}_f$ pe direcţia avansului va fi acelaşi cu sensul de avans al piesei cînd $\varepsilon < 90°$ $(\theta > 90)$ şi deci frezarea va fi în sensul avansului, şi de sens invers cînd $\varepsilon > 90°$ $(\theta < 90°)$ şi frezarea va fi contra avansului.

Din analiza figurii 4 se poate constata că unghiul θ va putea fi obtuz numai pentru valori ale lui $90° < \varphi < 270°$ şi deci problema se pune de a determina o valoare Y_{lim}, comparabilă cu diametrul sculei şi adîncimea de aşchiere *t*, pentru care $\theta = 90°$.

Din ecuaţia (17), scrisă pentru cadranele II şi III (adică cosinusul negativ), pentru a avea $\theta = 90°$ va trebui :

$$2V_a + D_N \omega_s \cos\varphi = 0, \qquad (20)$$

adică :

$$\cos\varphi = -\frac{2V_a}{D_N \omega_s}. \qquad (21)$$

Înlocuind în (11) se obţine :

$$Y_{\text{lim}} = \frac{D_N}{2}\left(1 + \frac{2V_a}{D_N \omega_s}\right), \qquad (22)$$

$$Y_{\text{lim}} = \frac{D_N}{2} + \frac{V_a}{\omega_s}. \qquad (23)$$

Astfel se determină zonele în care frezarea este în sensul avansului şi contra avansului. Din relaţia (23) se poate vedea că situaţia în care frezarea este în sensul avansului sau contra avansului depinde de raportul dintre mărimile celor două viteze şi de raza sculei.

La frezare se cunoaşte direct turaţia *n* (rot/min) a frezei şi înlocuind $\omega_s = 2\pi n$ relaţia (23) devine

$$Y_{\text{lim}} = \frac{1}{2}\left(D_n + \frac{V_a}{\pi n}\right). \qquad (24)$$

Plecînd de la relaţia (24) se poate spune că pentru ordonate ale punctelor de contact mai mici decît ordonata limită $(\theta < 90°$ şi $\varepsilon > 90°)$ apare frezare contra avansului, iar pentru ordonate mai mari $(\theta > 90°$ şi $\varepsilon < 90°)$ frezare în sensul avansului.

Deci pentru $\theta = 0^0$ şi $\varphi = 0^0$ — frezare contra avansului — viteza de aşchiere va fi maximă şi dată de relaţia :

$$V_f = V_r + V_a, \qquad (25)$$

iar pentru $\theta = 180°$ şi $\varphi = 180°$, viteza de aşchiere va fi minimă şi dată de relaţia :

$$V_f = V_r - V_a. \qquad (26)$$

În continuare se vor determina cazurile cînd frezarea este în sensul avansului şi contrar avansului în cazul frezării frontale şi al frezării cilindrice, considerînd sensul de rotaţie a sculei cel direct (invers acelor ceasornicului), iar *OX* în sensul avansului sculei.

Frezare frontală apare atunci cînd freza aşchiază cu partea frontală a discului, iar adîncimea secundară de aşchiere $t_s < D$. Frezarea poate fi simetrică sau asimetrică.

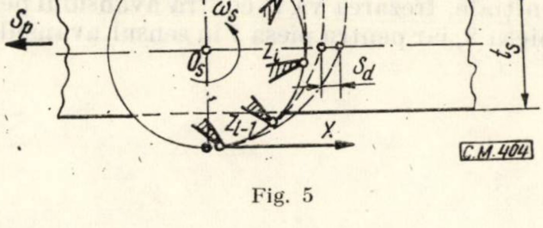


Fig. 5

La frezarea simetrică (fig. 5), pentru frezarea uniformă se ia $D = 1{,}2\ t_s$ iar adîncimea secundară este aşezată simetric faţă de axul frezei.

Aşchierea va avea loc contra avansului, indiferent de direcţia de avans a piesei.

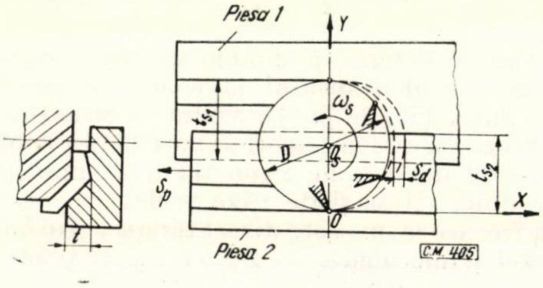


Fig. 6

La frezarea asimetrică (fig. 6) pentru piesa *1* frezarea va avea loc contra avansului cînd $t_{s1} > \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$ şi în sensul avansului cînd $t_{s1} < \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$, iar pentru piesa *2* frezarea va fi contra avansului. La schimbarea sensului lui S_p, schimbînd şi sistemul de coordonate conform convenţiei iniţiale, frezarea va fi contra avansului pentru piesa *1* şi pentru piesa *2* cînd $t_{s1} > \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$ şi în sensul avansului pentru piesa *2* cînd $t_{s2} < \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$.

Frezarea cilindrică apare cînd freza aşchiază cu circumferinţa discului, iar adîncimea secundară de aşchiere $t_s < \frac{D}{2}$ (fig. 7).

Pentru piesa *1* frezarea este contra avansului, iar pentru piesa *2*, cînd $t_{s2} < \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$, frezarea este în sensul avansului şi pentru cazul $\frac{D}{2} > t_{s2} > \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$ frezarea este contra avansului, dacă se schimbă sensul lui *sp*; schimbînd şi sistemul de coordonate conform convenţiei iniţiale, frezarea va fi contra avansului pentru piesa *2*, iar pentru piesa *1* în sensul avansului cînd $t_{s1} < \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$ şi contra avansului cînd $\frac{D}{2} > t_{s1} > \frac{D}{2} - \frac{V_a}{2\pi n}$.

În concluzie, se poate spune că în cazul frezării un punct situat pe tăişul dintelui descrie o curbă cicloidală alungită sau scurtată, cu o viteză de aşchiere tangentă la curbă şi egală în mărime cu rezultanta vectorilor viteză principală şi viteză de avans. În funcţie de sensul proiecţiei vitezei de aşchiere pe direcţia vitezei de avans, care depinde de raza sculei şi de raportul dintre viteza de avans şi cea principală, frezarea poate fi în sensul avansului şi contra avansului.

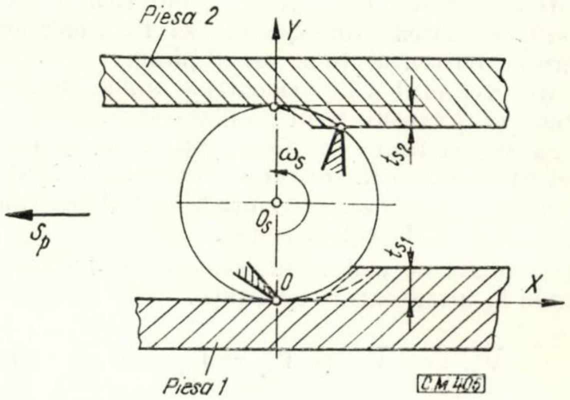


Fig. 7

La frezare în sensul avansului viteza de aşchiere este mai mică trecînd prin valoarea minimă, iar la frezare contra avansului viteza este mai mare, trecînd prin viteza maximă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[3] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[4] *Pankine, A. V.* Usinage des métaux par la coupe. Moscou, Edition École supérieure, 1965.

[5] * * * Scule aşchietoare (Standarde şi Comentarii), Biblioteca standardizării, Seria tehnică A 28, Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[6] * * * Îndrumător matematic şi tehnic. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

CZ 621.436

Studiul mişcării unei bule de cavitaţie sub influenţa unui cîmp de vibraţii mecanice într-o conductă de injecţie a unui motor D-103

Doctorand ing. Emil LĂZĂRESCU — Academia Republicii Socialiste România – Filiala Iaşi

Multiplele dificultăţi pe care le creează fenomenul de cavitaţie în desfăşurarea procesului de injecţie, precum şi eroziunea cavitaţională ce se remarcă la elementele sistemului de injecţie, ne-a determinat să studiem, în prealabil mişcarea bulelor de cavitaţie în conductele de injecţie la motorul D-103.

Pentru a facilita desfăşurarea studiului teoretic ce urmează, autorul a luat în consideraţie următoarele ipoteze simplificatoare :

1. Bula de cavitaţie are o geometrie sferică.
2. Între bulele de cavitaţie şi moleculele coloanei de lichid în mişcare apar forţe de frecare de tip Stokes.
3. Toate celelalte bule sînt imobilizate şi numai una singură se mişcă în cîmpul de vibraţii mecanice.

În prezenta lucrare se va studia mişcarea unei bule de cavitaţie sub acţiunea unui cîmp de vibraţii mecanice. În urma acţiunii celor două tensiuni mecanice T_1 şi T_2 (fig. 1), bula de cavitaţie este supusă periodic după aceeaşi direcţie forţelor de tensiune şi compresiune, care au tendinţa de a modifica dimensiunile ei.

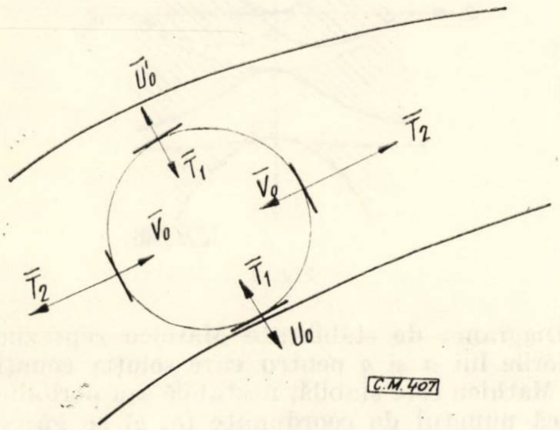


Fig. 1

Dacă frecvenţa proprie de oscilaţie a unei bule este egală cu frecvenţa acestor forţe, atunci ea intră în rezonanţă, deformaţiile acesteia primesc o amplitudine mult mai mare, solicitările mecanice cresc şi bula se poate rupe.

Într-un cîmp de vibraţii mecanice, bulele de cavitaţie capătă ele însele o mişcare de oscilaţie.

S-a arătat mai sus că, între bula de cavitaţie în mişcare şi moleculele de lichid ale coloanei de combustibil, apar forţe de frecare vîscoasă de tip Stokes, date de ecuaţia :

$$m\cdot\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} = 6\,\pi\eta\cdot rv_r; \qquad (1)$$

în care :

x este deplasarea bulei de cavitaţie faţă de un sistem de referinţă, considerat ca origine, exprimată în cm ;
m — masa bulei, g ;
r — raza bulei, cm ;
v_r — viteza relativă medie a bulei, cm/s^{-1} ;
η — viscozitatea cinematică a combustibilului.

Luînd în considerare viteza v_o imprimată unei bule de cavitaţie de către coloana de combustibil în mişcare, precum şi viteza v_u căpătată sub acţiunea cîmpului de vibraţii mecanice, viteza de transport v_t va fi :

$$v_t = v_0\, v_u, \qquad (2)$$

iar viteza absolută a aceleiaşi bule va fi :

$$v_a = v_r + v_t, \qquad (3)$$

de unde scoatem viteza relativă :

$$v_r = v_a - v_t; \qquad (4)$$

dar :

$$v_a = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \quad \text{şi} \quad v_u = \omega b \sin\left(\omega t - \frac{x}{a}\right), \qquad (5)$$

deoarece :

$$|v_r| > |v_t|. \qquad (6)$$

Ţinînd seamă de relaţia (5) se poate scrie :

$$v_r = v_0 + \omega b \sin\left(\omega t - \frac{x}{a}\right) - \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}; \qquad (7)$$

în care :

ω este pulsaţia ;
a — viteza sunetului prin mediul lichid ;
b — amplitudinea mişcării oscilatorii ;
v_r — viteza relativă a unei bule de cavitaţie.

Cu ajutorul relațiilor (1) și (7), aranjînd termenii în ordinea derivării, se obține ecuația mișcării unei bule de cavitație într-un cîmp de vibrații mecanice :

$$\frac{\mathrm{d}_x^2}{\mathrm{d}t^2} + k_1 \cdot \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} + k_2 \cdot x \cdot \cos \omega t = C_1 + C_2 \cdot \sin \omega t. \tag{8}$$

Dacă în ecuația (8) se consideră că membrul al doilea este egal cu zero și se operează cu schimbarea de variabilă, se poate ajunge la o ecuație de tip Mathieu de forma canonică :

$$\frac{\mathrm{d}_v^2}{\mathrm{d}\theta^2} + (a_0 - 2q \cdot \cos 2\theta) \cdot v = 0 ; \tag{9}$$

în care :

$$\theta = \omega t \quad \text{și} \quad x(\theta) = u(\theta) \cdot v(\theta) ;$$

iar :

$$a_0 = -\frac{C_1^2}{4} \quad \text{și} \quad q = -\frac{C_2}{2}.$$

Ecuația Mathieu fără membrul al doilea descrie mișcarea bulei de cavitație în regim permanent sub acțiunea simultană a cîmpului de vibrații mecanice și a deplasării coloanei de combustibil în conducta de injecție.

Soluția completă a ecuației de tip Mathieu este de forma :

$$\begin{aligned} v(\theta) &= A \cdot v_1(\theta) + B \cdot v_2(\theta) = \\ &= A \cdot \mathrm{e}^{\mu\theta} \cdot P(\theta) + B\mathrm{e}^{-\mu\theta} \cdot P(-\theta) ; \end{aligned} \tag{10}$$

unde μ este dependent de parametrii ecuației (8) sau de parametrii a_0 și q din ecuația canonică de tip Mathieu, sau :

$$V(\theta) = \mathrm{e}^{\mu\pi} \cdot P(\theta) ; \tag{11}$$

v_1 și v_2 sînt două soluții particulare și liniar independente ale ecuației Mathieu.

Prin urmare, soluția ecuației Mathieu, care poate fi periodică sau neperiodică, este de forma produsului dintre $\mathrm{e}^{\mu\pi}$ și o funcție periodică de θ, unde :

$$\mu = \alpha + \mathrm{j}\beta.$$

Deoarece $P(\theta)$ este o funcție periodică, ea mai poate fi scrisă sub forma :

$$P(\theta) = \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \cdot \mathrm{e}^{2\mathrm{j}r\theta} ;$$

$$P(-\theta) = \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \cdot \mathrm{e}^{-2\mathrm{j}r\theta}.$$

Rezultă soluția finală a ecuației Mathieu :

$$\begin{aligned} V(\theta) = A \cdot \mathrm{e}^{\mu\theta} \cdot \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \cdot \mathrm{e}^{2\mathrm{j}r\theta} + \\ + B \cdot \mathrm{e}^{-\mu\theta} \cdot \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \cdot \mathrm{e}^{-2\mathrm{j}r\theta} \end{aligned} \tag{12}$$

sau :

$$V(\theta) = A \cdot C_{e0} + B \cdot S_{e0} . \tag{13}$$

Deducerea criteriilor de stabilitate în mișcarea unei bule de cavitație. Stabilitatea soluțiilor ecuației de tip Mathieu depinde de valoarea lui μ din expresia (12), care, la rîndul său, este funcție de parametrii a_0 și q din ecuația (9).

Dacă μ este un număr real pozitiv, primul termen din ecuația (12) tinde către infinit cînd $\theta \to \infty$; prin urmare, soluția completă este nestabilă.

Dacă μ este negativ, al doilea termen din ecuația (12) este nelimitat și soluția generală a ecuației Mathieu este, de asemenea, nestabilă.

Cînd $\mu = j\beta$ și β este un număr întreg, relația (12) reprezintă soluția stabilă :

$$V(\theta) = A \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \ \mathrm{e}^{(2r+\beta)\mathrm{j}\theta} + B \cdot \sum_{r=-\infty}^{\infty} C_{2r} \cdot e^{-(2r+\beta)\mathrm{j}\theta}. \tag{14}$$

Dacă β este o fracție rațională, p/s, iar p și s sînt numere prime, ambii membrii ai ecuației (14) sînt periodici cu perioada $2\pi s$. Cînd β este irațional, soluția este oscilatorie, finită, dar aperiodică.

Curbele $F_m\,(a, q) = 0$ și $\Phi_m\,(a, q) = 0$, care corespund funcțiilor lui Mathieu de ordin întreg, sînt frontierele care despart zonele de stabilitate de zonele de instabilitate din figura 2.

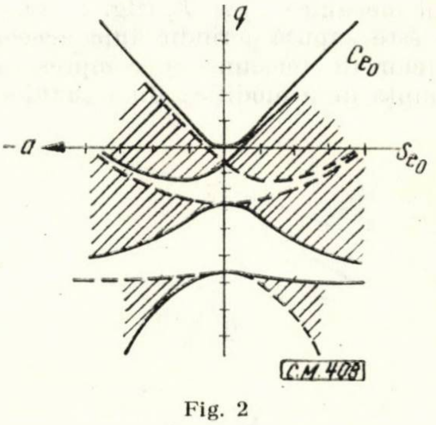


Fig. 2

Diagrama de stabilitate Mathieu reprezintă valorile lui a și q pentru care soluția ecuației lui Mathieu este stabilă, nestabilă sau periodică. Dacă punctul de coordonate (a, q) se găsește în zonele hașurate (stabile), se obțin soluții finite. Dacă punctul (a, q) se află în zonele nehașurate (nestabile), soluțiile sînt nelimitate. Dacă punctul (a, q) se află în zona de frontieră, desenată în figura 2 cu linie plină sau întreruptă, soluțiile sînt periodice, fiind cunoscute sub denumirea de funcție Mathieu de ordin întreg (bulele oscilează periodic).

Soluția generală a ecuației Mathieu cu membrul al doilea (care descrie atît regimul permanent, cît şi cel tranzitoriu în mişcarea unei bule) este de forma:

$$V = A \cdot V_1 + B \cdot V_2 - \frac{1}{C^2}\left[v_1(\theta)\int^{\theta} v_2(u) \cdot f(u) \cdot \mathrm{d}u - v_2(\theta)\int^{\theta} v_1(u)\, f(u)\, \mathrm{d}u\right]. \quad (15)$$

Dacă între a_0 şi q se stabileşte relaţia:

$$a_0 = -\frac{1}{2}q^2 + \frac{7}{128} \cdot q^4 - \frac{29}{2\,304} \cdot q^6, \quad (16)$$

bula de cavitaţie execută o mişcare sincronă cu cîmpul de vibraţii mecanice între curbele C_{e0} şi $C_{e1/2}$. Stabilitatea acestui domeniu fiind redusă, după cîteva oscilaţii sincrone cu cîmpul de vibraţii mecanice, bula de cavitaţie iese din domeniul acesta restrîns şi oscilează în continuare cu o frecvenţă subarmonică de ordinul 1/2, unde domeniul de stabilitate este mai extins.

Dacă bulele de cavitaţie au masa şi mai mare, oscilaţiile acestora pot ieşi din acest domeniu spre domenii de oscilaţii cu frecvenţe subarmonice, din ce în ce mai mici, de ordinul 1/3, 1/4, 1/5, 1/6 etc. din frecvenţa oscilaţiei fundamentale şi cu domenii de stabilitate din ce în ce mai mari. La un moment dat, pentru anumite dimensiuni ale acestora, bulele de cavitaţie pot ieşi de sub influenţa cîmpului de vibraţii mecanice.

Trebuie remarcat că, pe măsură ce ordinul oscilaţiilor subarmonice creşte, amplitudinile acestora devin din ce în ce mai mici. Dacă frecvenţa proprie a unei bule de cavitaţie este egală cu frecvenţa uneia dintre subarmonici, această bulă intră în rezonanţă cu frecvenţa cîmpului de excitaţie, deformaţiile bulei capătă o amplitudine mult mai mare, solicitările mecanice cresc şi bula se poate rupe.

Într-un mediu lichid, unde se găsesc bule de cavitaţie de mărimi diferite, pentru a cuprinde în procesul de fragmentare al acestora cît mai multe bule, puterea sursei de vibraţii trebuie să fie dimensionată în funcţie de bulele cele mai mari. Pe de altă parte, frecvenţa sursei de vibraţii mecanice nu poate fi oarecare, ci este influenţată de constantele fizice atît ale lichidului cît şi ale gazelor din bulele de cavitaţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chincholle, L.* Étude théorique du mouvement d'une bulle. Effet fusée. La Houille blanche, nr. 5, 1967, p. 515—528.

[2] *Lachlan, Mc N. W.* Theory and applications of Mathieu functions. Clarendon-Press ed. Oxford, 1947, p. 5—127.

[3] *Campbell, R.* Théorie générale de l'équation de Mathieu et de quelques autres équations différentielles de la mécanique. Paris, Masson, 1955.

[4] *Campbell, R.* La cinématique. Ed. Presses universitaires de France, 1966, p. 80—81.

CZ 621.979

Amplasarea preselor mari pe fundaţii-canal

Ing. PETRE MORRES - I.P.C.M. - Braşov

Într-un atelier de presaj, care se găseşte în exploatare, amplasarea unor prese noi care necesită fundaţii la adîncimi de 5—6 m, deranjează producţia şi fluxul tehnologic de fabricaţie. Din această cauză la proiectarea şi executarea secţiilor noi de presaj este indicat să se prevadă, de la început, fundaţii-canal şi subsoluri suficient dimensionate pentru amplasarea ulterioară a preselor noi, care se vor instala la o eventuală mărire a programului de producţie. Fundaţiile-canal permit şi reamplasarea preselor individuale existente cu aranjarea lor în linii de prese cu mecanizarea procesului de producţie, la schimbarea programului de fabricaţie.

Secţiile noi de presaj se proiectează, de obicei, cu două linii paralele de prese într-o deschidere de hală. Liniile de prese se compun dintr-o presă cu dublu efect, la capul liniei, urmată de 3—4 prese cu simplu efect. Amplasarea acestor prese se face cel mai economic pe fundaţii-canal.

În figura 1 este arătată amplasarea unei prese de caroserii pe o fundaţie-canal. Presa se aşază pe un suport metalic care constă din două traverse mari, transversale, sudate *a*, care la rîndul lor se sprijină pe umerii puternic armaţi ai canalului.

Pentru a permite dilatarea traverselor transversale la variaţii de temperatură, se prevăd lagăre speciale *c*, pe care se aşază traversele.

O altă variantă de amplasare este arătată în figura 2. Traversele transversale *a* se sprijină în acest caz prin intermediul lagărelor *c* pe traverse longitudinale *b*. Traversele longitudinale se fixează, la rîndul lor, pe stîlpii din beton armat, ce se găsesc în canal.

Această soluţie se foloseşte atunci cînd între două linii de prese există un subsol tehnic.

Avantajele amplasării preselor pe fundaţii canal sînt următoarele :

— posibilitatea amplasării ulterioare a diverselor prese, fără a deranja producţia, fără săpături şi betonări ;

— posibilitatea modificării distanţelor dintre prese, fără demontarea lor, în cazul introducerii mecanizărilor sau în cazul trecerii la un nou produs. Pentru deplasarea preselor se scot lagărele *c* şi se înlocuiesc cu role. În felul acesta presele se pot deplasa fără un efort prea mare şi fără a fi demontate ;

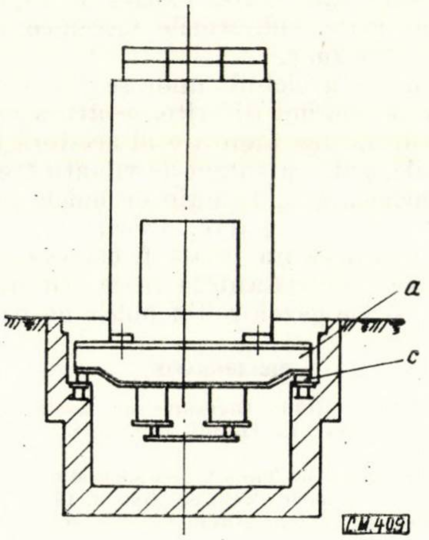


Fig. 1

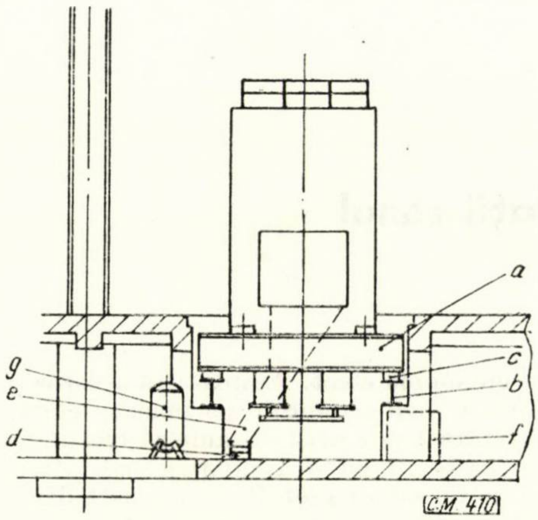


Fig. 2

— evacuarea deşeurilor din tablă se poate face mecanizat prin benzi de transport *d* amplasate în fundaţii-canal sau în subsoluri. Pe lîngă mesele preselor există goluri prin care deşeurile din tablă ajung pe jgheaburi *e* şi pe benzile de evacuare *d* ;

— posibilitatea amplasării dulapurilor de comandă *f*, a recipienţilor de aer *g*, a sistemului de ungere şi a diverselor agregate şi anexe în canal sau subsol. În felul acesta suprafaţa în jurul preselor rămîne complet liberă pentru scopuri productive ;

— cheltuieli reduse faţă de soluţiile cu fundaţii individuale, prin faptul că pereţii transversali lipsesc.

Alegerea dimensiunilor fundaţiilor-canal reprezintă o problemă de o deosebită importanţă care se rezolvă în funcţie de tipul preselor ce urmează a fi amplasate pe acest canal şi în funcţie de construcţia halei şi de fundaţiile stîlpilor. Pe de o parte este indicat ca dimensiunile canalului să fie cît mai mici pentru a conduce la un preţ de cost mai mic, iar pe de altă parte canalul trebuie să fie totuşi suficient de mare, ca să fie posibilă montarea presei celei mai mari care va fi achiziţionată.

În figura 3 sînt arătate trei secţiuni prin fundaţii-canal, de la trei firme diferite (*A*, *B*, *C*), pentru prese cu dublu efect de 800 Mp (*A* şi *B*) şi de 1 000 Mp (*C*).

Din această figură rezultă că fundaţiile-canal diferă de la firmă la firmă şi dacă se execută o fundaţie conform indicaţiilor firmei *A*, presele similare de la firma *B* nu se mai pot monta, sau invers.

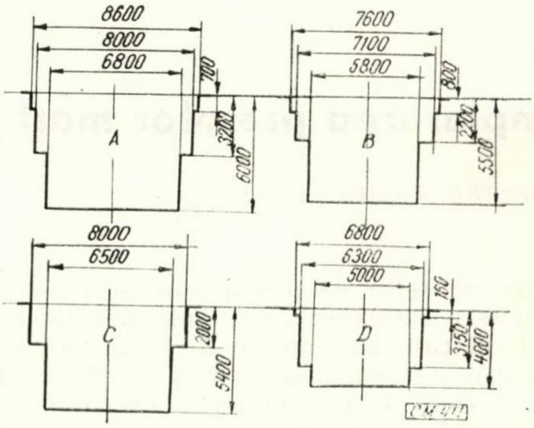


Fig. 3

Din cauza acestor diferenţe la dimensiunile fundaţiilor-canal, pentru prese mari s-a propus în revista ,,Blech'' (nr. 2 din 1963) o standardizare atît a gabaritelor preselor, cît şi a dimensiunilor fundaţiilor-canal. Tot în figura 3 (*D*) este reprezentată o secţiune de canal conform propunerii de standardizare pentru prese între 400 şi 1 000 Mp. Faţă de secţiunile *A*, *B* şi *C* se observă o reducere considerabilă atît la adîncime, cît şi la lăţimea canalului. De aici rezultă că firmele producătoare de prese indică dimensiuni foarte largi pentru fundaţiile preselor lor şi că majoritatea preselor ar putea fi montate pe fundaţii-canal cu dimensiuni propuse pentru standardizare.

În ceea ce priveşte înălţimile preselor se constată diferenţe destul de mici. Pentru prese de 1 000 Mp este suficientă o înălţime de hală de 10,5 – 11 m pînă la cîrligul macaralei. În cazul preselor cu mecanismul de antrenare în partea de jos, înălţimea halei se poate încă reduce cu circa 1,5 m.

Pentru acoperirea fundaţiilor-canal se preconizează diferite soluţii. Este important ca acoperirea să se facă independent de suporţii preselor, pentru a nu transmite vibraţiile produse de prese. De asemenea, este important ca acoperirea să fie demontabilă, pentru a avea acces la reparaţii şi pentru eventuale modificări, sau montări ulterioare de prese. Acoperirea fundaţiilor se calculează şi se execută pentru sarcini mari, deoarece o stivă de tablă de o înălţime de 750 mm, dă o sarcină de 6 000 kg/m².

În figura 4 este arătată una dintre soluţiile posibile de acoperire. Pe traverse din profile I de 30 – 40 cm se toarnă în rame de corniere plăci de beton armat. Traversele se sprijină în degajările ce se prevăd în pereţii fundaţiilor, astfel ca partea superioară a plăcii de beton să fie la nivelul pardoselii atelierului.

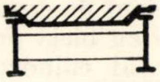


Fig. 4

CM.412

Fundaţiile-canal pot fi acoperite şi cu dulapi de lemn sau cu scînduri aşezate pe schelet metalic.

Este indicat ca fundaţiile-canal să se proiecteze şi să se execute o dată cu fundaţiile stîlpilor halei. În felul acesta este posibil a se găsi soluţii economice şi rezolvări cît mai raţionale ale problemei.

CZ 621.827.1/.2

Determinarea momentului forţelor de inerţie pentru mecanismul bielă-manivelă general

Ing. N. MOŞU – Institutul politehnic – Braşov

Pentru studiul vibraţiilor de răsucire ale arborelui cotit este necesară dezvoltarea în serie Fourier a momentului motor ce acţionează asupra fiecărui cot. Acest moment se datoreşte forţelor de inerţie, greutăţii pieselor neechilibrate şi presiunii fluidului din cilindru.

În legătură cu momentul forţelor de inerţie se subliniază faptul că în literatură, pentru simplificarea calculului, se consideră că masa bielei poate fi înlocuită din punct de vedere dinamic cu două mase concentrate pe axele articulaţiilor bielei [2], [3] etc.

În această lucrare, folosind metoda recomandată în cursurile de teoria mecanismelor şi a maşinilor [1], [4], care nu necesită o asemenea simplificare, se dă expresia exactă a momentului forţelor de inerţie pentru mecanismul bielă-manivelă general. Făcînd o singură simplificare, care se utilizează şi în literatură [2], rezultă cu uşurinţă primele patru armonici ale seriei Fourier care aproximează foarte bine funcţia.

Expresia analitică a momentului forţelor de inerţie redus la manivelă este [1], [4]:

$$M^* = -\frac{\mathrm{d}E}{\mathrm{d}\alpha} = -\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\alpha}\left[\frac{1}{2}\,\dot{\alpha}^2\,J(\alpha)\right] =$$

$$= -\ddot{\alpha}^0\;J(\alpha) - \frac{1}{2}\,\dot{\alpha}^2\;J'(\alpha), \qquad (1)$$

unde:

E reprezintă energia cinetică a mecanismului;

α — unghiul care precizează poziţia manivelei;

$J(\alpha)$ — momentul de inerţie al mecanismului redus la axul manivelei.

În figura 1 este reprezentată schema celui mai general mecanism bielă-manivelă [2]. Se consideră că sînt n biele secundare şi o bielă principală. Se folosesc următoarele notaţii pentru biela principală şi pentru una din bielele secundare [2]:

R — lungimea manivelei;

L, l_i — lungimea bielei principale, respectiv a bielei secundare i;

r_i — lungimea braţului bielei secundare i;

H, H_i — dezaxarea cilindrului cu bielă principală, respectiv a cilindrului cu biela secundară i;

$h=\dfrac{H}{R}$, $h_i=\dfrac{H_i}{R}$ — coeficient de dezaxare al cilindrului cu bielă principală, respectiv al cilindrului cu biela secundară i;

S, S_i — distanţa de la punctul mort interior al piciorului bielei principale, respectiv al bielei secundare i la normala dusă prin punctul O pe axa cilindrului corespunzător;

α, α_i — unghiuri descrise de manivelă măsurate faţă de poziţia manivelei paralelă cu axa cilindrului corespunzător;

β, β_i — înclinarea bielei principale, respectiv a celei secundare i faţă de axa cilindrului corespunzător;

γ_i — unghiul dintre axa cilindrului cu bielă principală şi axa cilindrului cu biela secundară i, măsurat în sensul de rotaţie al manivelei;

δ_i — unghiul de calaj al braţului bielei secundare i faţă de biela principală, măsurat în sensul de rotaţie al manivelei;

x_B, x_{Bi} — deplasarea pistonului acţionat de biela principală, respectiv de biela secundară i;

V_B, V_{Bi} — viteza pistonului acţionat de biela principală, respectiv de biela secundară i;

$\omega = \dot{\alpha}$ — viteza unghiulară a manivelei;

ω_B, ω_{Bi} — viteza unghiulară a bielei principale, respectiv a bielei secundare i;

J_m — momentul de inerţie al manivelei în raport cu axa de rotaţie;

M_P, M_{Pi} — masa pistonului asamblat acţionat de biela principală, respectiv a celui acţionat de biela secundară i;

M_B, B_{Bi} — masa bielei principale asamblate, respectiv a bielei secundare i asamblate;

J_B, J_{Bi} — momentul de inerţie al bielei principale asamblate, respectiv al bielei secundare i asamblate în raport cu axa bolţului corespunzător;

a, a_i — distanţa de la centrul de greutate al bielei principale asamblate, respectiv al bielei secundare i asamblate, la axa bolţului corespunzător.

Expresia energiei cinetice pentru mecanismul din figura 1 este:

$$E = \frac{1}{2}\,\omega^2 J_m + \frac{1}{2}\left(M_P + M_B\right) V_B^2 + \frac{1}{2}\,\omega_B^2 J_B - M_B V_B \omega_B a \sin\beta + \sum_{i=1}^{n}\left\{\frac{1}{2}\left(M_{Pi} + M_{Bi}\right) V_{Bi}^2 + \frac{1}{2}\,\omega_{Bi}^2 J_{Bi} - M_{Bi} V_{Bi} \omega_{Bi} a_i \sin\beta_i\right\} = \frac{1}{2}\,\omega^2 J(\alpha). \tag{2}$$

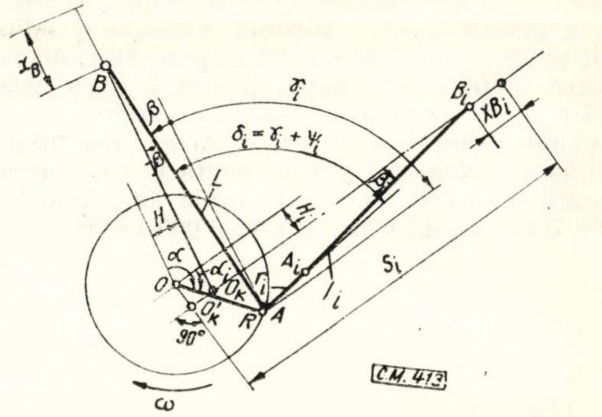


Fig. 1

Cu notaţiile din figura 1 rezultă pentru mărimile x_B, x_{Bi} expresiile:

$$x_B = S - (R\cos\alpha + L\cos\beta), \tag{3}$$

$$x_{Bi} = S_i - [R\cos\alpha_i + r_i\cos(\beta - \psi_i) + l_i\cos\beta_i], \tag{4}$$

unde s-a notat $\psi_i = \delta_i - \gamma_i$.

Tot din figura 1 rezultă şi relaţiile:

$$\sin\beta = \frac{R}{L}\sin\alpha \mp \frac{H}{L} = \lambda(\sin\alpha \pm h), \tag{5}$$

$$\sin\beta_i = \frac{R}{l_i}\sin\alpha_i - \frac{r_i}{l_i}\sin(\beta - \psi_i) \mp \frac{R}{l_i}\,h_i. \tag{6}$$

În expresiile (5), (6) semnul minus corespunde unor dezaxări ca cele din figura 1 şi, evident, semnul plus unei situaţii inverse.

Din relaţiile (5), (6) rezultă:

$$\sin\beta_i = \frac{R}{l_i}\left(1 - \frac{r_i}{L}\cos\psi_i\cos r_i\right)\sin\alpha_i - \frac{r_i}{L}\frac{R}{l_i}\cos\psi_i\sin r_i\cos\alpha_i - \frac{r_i}{l_i}\left(\pm\frac{h_i R}{r_i} - \sin\psi_i\cos\beta \mp \lambda h\cos\psi_i\right). \tag{7}$$

Cu notaţiile [2]:

$$\lambda_i\cos\theta_i = \frac{R}{l_i}\left(1 - \frac{r_i}{L}\cos\psi_i\cos r_j\right), \tag{8}$$

$$\lambda_i \sin\theta_i = \frac{r_i}{L}\,\frac{R}{l_i}\cos\psi_i \sin r_i, \qquad (9)$$

$$f_i = \frac{1}{\lambda_i}\,\frac{r_i'}{l_i}\left(\pm\frac{h_i R}{r_i} - \sin\psi_i\cos\beta \mp \lambda h\cos\psi_i\right), \qquad (10)$$

relaţia (7) devine:

$$\sin\beta_i = \lambda_i\,[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]. \qquad (11)$$

Mărimea f_i definită de relaţia (10) se numeşte coeficient de dezaxare echivalent. Acest coeficient este variabil, dar pentru că unghiul β are valori mici, se poate înlocui $\cos\beta$ cu valoarea sa medie $\cos\beta \approx \mu$ şi în acest caz expresia coeficientului f_i devine:

$$f_i \simeq \frac{1}{\lambda_i}\,\frac{r_i}{l_i}\left(\pm\frac{h_i R}{r_i} - \mu\sin\psi_i \mp h\lambda\cos\psi_i\right). \qquad (12)$$

Expresiile mărimilor θ_i şi λ_i rezultă din relaţiile (8), (9):

$$\theta_i = \operatorname{arc\,tg}\frac{r_i\cos\psi_i\sin r_i}{L\left(1 - \frac{r_i}{L}\cos\psi_i\cos r_i\right)}, \qquad (13)$$

$$\lambda_i = \frac{R}{l_i}\sqrt{\left(1 - \frac{r_i}{L}\cos\psi_i\cos r_i\right)^2 + \left(\frac{r_i}{L}\cos\psi_i\sin r_i\right)^2}. \qquad (14)$$

Din relaţiile (5) şi (11) se obţine:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}, \qquad (15)$$

$$\cos\beta_i \simeq \sqrt{1 - \lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}. \qquad (16)$$

Derivînd relaţiile (5) şi (11) în raport cu timpul şi ţinînd seamă de (15) şi (16) rezultă:

$$\omega_B = \mathring{\beta} = \omega\frac{\lambda\cos\alpha}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}}, \qquad (17)$$

$$\omega_{Bi} = \mathring{\beta}_i \simeq \omega\frac{\lambda\cos(\alpha - \theta_i)}{\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}}. \qquad (18)$$

Prin derivarea relaţiilor (3), (4) în raport cu timpul, ţinînd seamă de expresiile (17), (18) se obţine:

$$V_B = \mathring{\chi}_B = R\omega\left[\sin\alpha + \frac{\lambda\cos\alpha(\sin\alpha \mp h)}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}}\right], \qquad (19)$$

$$V_{Bi} = \mathring{\chi}_{Bi} \simeq R\omega\left\{\sin\alpha_i - \frac{\gamma_i}{L}\sin\psi_i\cos\alpha + \lambda\frac{\gamma_i}{L}\cos\psi_i\frac{\cos\alpha(\sin\alpha \mp h)}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}} + \frac{\lambda_i'\lambda_i\cos(\alpha_i - \theta_i)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]}{\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}}\right\}, \qquad (20)$$

unde $\lambda_i' = \frac{l_i}{R}\lambda_i$.

Din relaţiile (2), (5), (6), (17), (18), (19) şi (20) rezultă:

$$\begin{aligned}
J(\alpha) \simeq{}& J_m + (M_p + M_B)R^2\left[\sin\alpha + \frac{\lambda\cos\alpha(\sin\alpha \mp h)}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}}\right]^2 + J_B\frac{\lambda^2\cos^2\alpha}{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2} - \\
&- 2M_B\frac{a}{L}R^2\left[\frac{\lambda\cos\alpha\sin\alpha(\sin\alpha \mp h)}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}} + \frac{\lambda^2\cos^2\alpha(\sin\alpha \mp h)^2}{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}\right] + \sum_{i=1}^{n} J_{Bi}\frac{\lambda_i^2\cos^2(\alpha_i - \theta_i)}{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i)f_i]^2} + \\
&+ \sum_{i=1}^{n}(M_{pi} + M_{Bi})R^2\left\{\sin\alpha_i - \frac{r_i}{L}\sin\psi_i\cos\alpha + \lambda\frac{r_i}{L}\cos\psi_i\frac{\cos\alpha(\sin\alpha \mp h)}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}} + \right. \\
&+ \frac{\lambda_i'\lambda_i\cos(\alpha_i - \theta_i)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]}{\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}} - \sum_{i=1}^{n} 2M_{Bi}\frac{a_i}{l_i}R^2\left\{\frac{\lambda_i'\lambda_i\sin\alpha_i\cos(\alpha_i - \theta_i)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]}{\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}} - \right. \\
&- \frac{r_i}{L}\sin\psi\frac{{}_i'\lambda_i\cos\alpha\cos(\alpha_i - \theta_i)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]}{\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}} + \\
&+ \left.\frac{r_i}{L}\cos\psi_i\frac{\lambda\lambda_i'\lambda_i\cos\alpha\cos(\alpha_i - \theta_i)(\sin\alpha \mp h)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]}{\sqrt{1-\lambda^2(\sin\alpha \mp h)^2}\sqrt{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}} + \frac{\lambda_i'^2\lambda_i^2\cos^2(\alpha_i - \theta_i)[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}{1-\lambda_i^2[\sin(\alpha_i - \theta_i) - f_i]^2}\right\}.
\end{aligned} \qquad (21)$$

Dezvoltarea expresiei (21) în serie Fourier este foarte laborioasă. Pentru evitarea acestei dificultăţi, numitorii termenilor din relaţia (21) care reprezintă cosinuşii unghiurilor β, β_i se înlocuiesc cu valorile lor medii μ, μ_i deoarece aceste unghiuri au valori mici.

Cu aceste aproximări, după transformări în care se ţine seamă de relaţia $\alpha_i = \alpha - \gamma_i$, rezultă :

$$J(\alpha) \simeq A_0 + \sum_{k=1}^{4} (A_k \cos k\alpha + B_k \sin k\alpha). \qquad (22)$$

Aşadar, expresia aproximativă a momentului forţelor de inerţie redus la manivelă este :

$$M^* = - \ddot{\alpha} \left[A_0 + \sum_{k=1}^{4} (A_k \cos k\alpha + B_k \sin k\alpha) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{2} \dot{\alpha}^2 \sum_{k=1}^{4} (kB_k \cos k\alpha - kA_k \sin k\alpha)\right. . \qquad (23)$$

În cazul mişcării de regim $\ddot{\alpha} \approx 0$ şi, evident, expresia (23) se simplifică.

Pentru cazurile particulare, expresia momentului forţelor de inerţie se obţine prin introducerea condiţiilor corespunzătoare în relaţiile care precizează coeficienţii A_k şi B_k. În continuare se arată aceste condiţii [2].

1. *Mecanismul cu biele secundare dezaxat, cu axele cilindrilor paralele.* Axele cilindrilor fiind paralele, rezultă $\gamma_i = 0$ sau $\gamma_i = \pi$, iar din relaţia (13) se deduce $\theta_i = 0$.

2. *Mecanismul cu biele secundare axat cu* $\psi_i \neq 0$.

În acest caz $h = 0$, $h_i = 0$, iar din relaţia (12) rezultă :

$$f_i \simeq - \frac{1}{\lambda_i} \frac{r}{l_i} \mu \sin \psi_i .$$

3. *Mecanismul cu biele secundare axat cu* $\psi_i = 0$.

Condiţiile acestui mecanism sînt :

$$h = 0 ; \quad h_i = 0 ; \quad \psi_i = 0,$$

iar din formula (12) rezultă şi $f_i = 0$.

4. *Mecanismul motoarelor în „V" cu bielele decalate.* La acest mecanism condiţiile sînt

$i = 1$; $r_1 = 0$; $l_1 = L$; $M_{p1} = M_p$; $M_{B1} = M_B$; $J_{B1} = J_B$, iar din formulele (12), (13) şi (14) rezultă :

$$f_1 = \pm h_1 ; \quad \theta_1 = 0 ; \quad \lambda_1 = \lambda ; \quad \lambda_1' = 1.$$

Dacă mecanismul este şi axat rezultă că şi :

$$h = 0 ; \quad h_1 = 0.$$

5. *Mecanismul bielă-manivelă simplu dezaxat.* În acest caz evident

$$M_{Pi} = 0; \quad M_{Bi} = 0; \quad J_{Bi} = 0.$$

6. *Mecanismul bielă-manivelă simplu axat.* Faţă de cel precedent la acest mecanism şi $h = 0$.

Pentru mişcarea de regim, expresia momentului forţelor de inerţie la acest mecanism este :

$$M^* = \left[M_p + M_B\left(1 - \frac{a}{L}\right)\right] R^2 \omega^2 \frac{\lambda}{4\mu} (\sin \alpha -$$

$$- 3 \sin 3\alpha) + \left[\frac{J_B}{L^2} \frac{1}{\mu^2} - (M_p + M_B)\right] \frac{R^2 \omega^2}{2} \sin 2\alpha -$$

$$- \left[M_p + M_B\left(1 - \frac{2a}{L}\right)\right] \frac{R^2 \omega^2 \lambda^2}{4\mu^2} \sin 4\alpha. \qquad (24)$$

Concluzii

Metoda prezentată permite, cu o aproximaţie foarte bună, stabilirea seriei Fourier a momentului forţelor de inerţie pentru orice tip de mecanism bielă-manivelă. Calea urmată este mult mai simplă faţă de procedeul care stabileşte seria Fourier a acceleraţiei pistonului, nu face nici o aproximare la considerarea distribuţiei masei bielei şi face apel la o singură simplificare bine justificată [2], anume: $\cos \beta \approx \mu$, $\cos \beta_i \approx \mu_i$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Artobolevski, I. I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[2] *Bărănescu, G.* O generalizare a formulelor de analiză armonică a momentului motor produs de forţele de inerţie şi de greutăţile pieselor mecanismelor bielă-manivelă la motoarele cu ardere internă. În : St. cerc. mec. apl., XIII. nr. 5, 1962, p. 1193–1219.

[3] *Hartog Den J. P.* Vibrations mécaniques, deuxième édition, Dunod, Paris 1960.

[4] *Manolescu, N. I.* şi *Maroş, D.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor, cinetostatica şi dinamica. Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

CZ 620.179.152.1

Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă

Dr. ing. M. NĂSTASE – Centrul de mecanica solidelor al Academiei R.S.R.

Metodele radiologice au căpătat în ultimul timp o extindere tot mai mare pentru încercările nedistructive ale materialelor.

După cum se ştie, la baza acestor metode stă legea atenuării radiaţiilor în material şi, în consecinţă, cunoaşterea coeficienţilor de atenuare prezintă o importanţă deosebită.

În cazul utilizării radiaţiilor roentgen (X) – ca şi în cel al radiaţiilor gama de altfel – majoritatea lucrărilor de specialitate s-au ocupat şi există suficiente date teoretice şi experimentale pentru radiaţiile monoenergetice şi expuneri cu fascicul îngust.

În practica defectoscopiei nedistructive se întîlnesc însă radiaţii roentgen polienergetice – cu un spectru continuu – şi expuneri cu fascicul larg, la care dependenţele funcţionale ale coeficienţilor de atenuare sînt diferite şi mai complexe decît în cazul fasciculului îngust monoenergetic.

Se ştie că coeficientul total de atenuare al unui fascicul îngust la traversarea unui anumit material μ_t este dat de însumarea coeficientului de absorbţie datorit efectului fotoelectric μ_a cu coeficientul de împrăştiere datorit efectului Compton μ_s. În cazul radiaţiilor X monoenergetice şi fascicul îngust:

$$\mu_{tm} = \mu_{am} + \mu_{sm}, \tag{1}$$

valorile lor fiind funcţie de energia radiaţiilor U şi de numărul atomic al materialului traversat Z.

Dintre diferitele date existente în literatura de specialitate [1], [3], [4], [10], s-au considerat valorile obţinute prin calcul şi verificate experimental, radiometric, de către Grodstein [5].

Reprezentarea grafică a acestor coeficienţi în funcţie de energia radiaţiilor X se poate vedea în figura 1.

Se observă că, în cazul radiaţiilor X monoenergetice, la fascicul îngust şi piese din oţel, coeficientul de împrăştiere devine mai mare decît coeficientul de absorbţie ($\mu_{sm} > \mu_{am}$) pentru energii $U > 120$ kV, iar coeficientul de atenuare total devine practic egal cu coeficientul de împrăştiere ($\mu_{tm} \approx \mu_{sm}$) pentru energii $U > 250$ kV.

Pentru a putea afla relaţiile funcţionale $\mu = f(U)$, s-a folosit metoda reprezentării grafice logaritmice; de exemplu, figura 2 pentru determinarea lui $\mu_{am} = f(U)$.

S-a ajuns astfel la următoarele relaţii, pentru $U = 50$ la 400 kV:

$$\mu_{am} = 2{,}485 \cdot 10^6 \cdot U^{-3{,}1};$$

$$\mu_{sm} = 15{,}6\ (U + 110)^{-0{,}5}; \tag{2}$$

$$\mu_{tm} = \mu_{am} + \mu_{sm} = 2{,}485 \cdot 10^6 \cdot U^{-3.1} + $$
$$+ 15{,}6\ (U + 110)^{-0{,}5},\ \text{cm}^{-1}. \tag{3}$$

Pentru cazul radiaţiilor X polienergetice, cu spectru continuu, aşa cum se folosesc în practică, problema se complică. Literatura de specialitate nu prezintă formule de calcul. Există puţine date experimentale şi indicaţia [4], [6], [12] că în acest caz lungimea de undă efectivă λ corespunzătoare intensităţii maxime a spectrului, pe baza diferitelor determinări experimentale, se poate lua $\lambda \approx 1{,}5\ \lambda_0$ şi deci $U \approx U_0/1{,}5$, unde $U_0 = U_{max}$ este tensiunea aplicată tubului roentgen; ca atare,

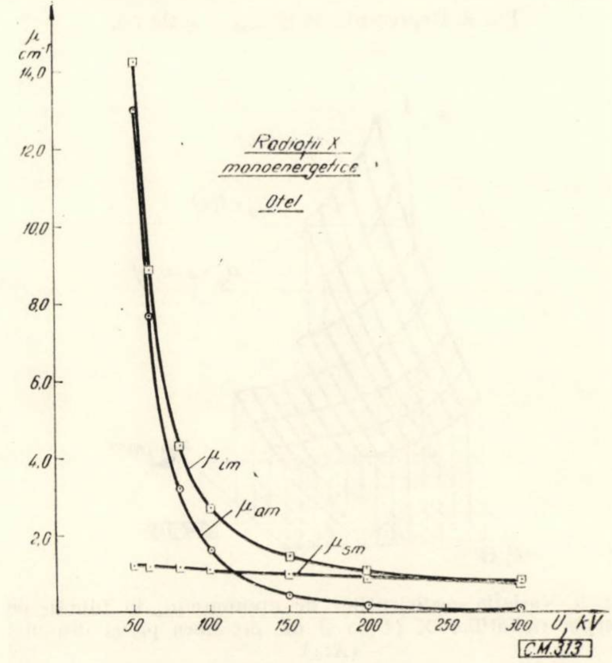


Fig. 1. Variaţia coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor X monoenergetice în oţel, la fascicul îngust.

coeficienţii de atenuare efectivi vor fi mai mari decît cei corespunzători tensiunii aplicate la tub (U_0).

La radiaţiile X polienergetice însă, chiar dacă fasciculul este îngust, aşa cum am demonstrat teoretic într-o lucrare anterioară [7] şi cum s-a sesizat experimental, coeficienţii de atenuare μ_{i_p} variază nu numai cu energia radiaţiilor U_0 şi cu numărul atomic al materialului traversat Z ci şi cu grosimea materialului x.

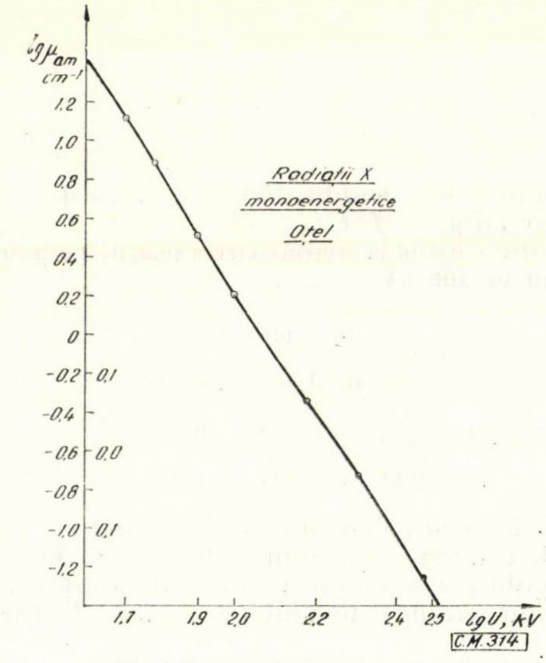


Fig. 2. Reprezentarea lg $\mu_{am} = \varphi$ (lg U).

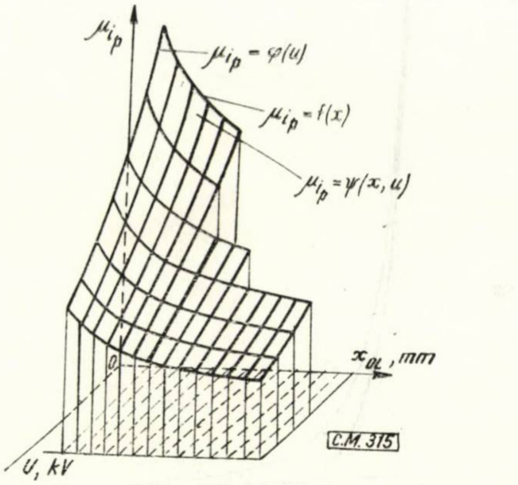


Fig. 3. Variaţia coeficienţilor de atenuare μ_{ip} în funcţie de energia radiaţiilor X (U_{kV}) şi de grosimea piesei din oţel (X_{OL}).

Într-o lucrare mai recentă [11] se arată că prin folosirea de filtre se poate trece de la radiaţii X polienergetice la radiaţii X monoenergetice.

Trebuie observat însă că prin introducerea acestor filtre nu se face decît să se elimine o parte din spectrul continuu al radiaţiilor X şi anume componentele cu energii mai mici ca U; mai rămîn însă componentele cu energii între U şi U_0 şi ca atare nu se poate vorbi de obţinerea unei radiaţii cu adevărat monoenergetice, coeficienţii de atenuare depinzînd în continuare de grosimea materialului traversat, deci — la un acelaşi material — rezultă $\mu_{irx} = \varphi\,(U, x)$.

În figura 3 se ilustrează această variaţie, pe bază de date experimentale, pentru cazul radiaţiilor X de diferite energii şi piese din oţel de diferite grosimi; tot în această figură se observă şi variaţia lui $\Delta\mu_{i_p}$ în funcţie de x, curbele $\mu_{i_p} = f\,(x)$ strîngîndu-se pe măsură ce creşte grosimea materialului; demonstrarea teoretică a acestei observaţii este prezentată în lucrarea [9].

În consecinţă, se propune determinarea unei relaţii cît mai adecvate pentru calculul coeficienţilor de atenuare ai radiaţiilor X polienergetice, printr-o modelare care să corespundă cît mai fidel fenomenelor fizice respective. Relaţia de legătură va fi de forma:

$$\mu_{ipx} = K_x \cdot \mu_{im}, \tag{4}$$

în care $\mu_{im} = \varphi_1(U)$ exprimă variaţia în funcţie de energia radiaţiilor, conform relaţiei (3), iar $K_x = f\,(x)$ exprimă variaţia în funcţie de grosimea materialului traversat.

Calculînd pe μ_{im} după relaţia (3) pentru unele radiaţii X de energii uzuale, se găsesc valorile din tabela 1.

Tabela 1

U_{kV}	80	100	120	150	200	300	400
μ_{am}, cm^{-1}	3,20	1,61	0,902	0,463	0,184	0,053	0,022
μ_{sm}, cm^{-1}	1,13	1,08	1,03	0,970	0,887	0,770	0,692
μ_{im}, cm^{-1}	4,33	2,69	1,932	1,433	1,071	0,823	0,714

Se observă că valorile din tabela 1 sînt foarte apropiate de cele de la care s-a plecat cînd s-a stabilit relaţia (3) (fig. 1); deci această relaţie exprimă fidel variaţia coeficienţilor în funcţie de energia radiaţiilor.

Pentru determinarea lui $K_x = f\,(x)$ trebuie să se dispună de o serie de valori μ_{ipx} pentru radiaţii X de o anumită energie U_0 şi pentru diferite grosimi de oţel. Aceste valori vor putea fi obţinute prin determinări experimentale dar şi prin calcul. Se va folosi metoda prin calcul, urmînd ca ulterior valorile obţinute astfel să fie confruntate cu valorile obţinute experimental. Pentru metoda prin calcul se va folosi relaţia cunoscută [7]:

$$a_1 e^{-\mu_1 x} + a_2 e^{-\mu_2 x} + \dots a_n e^{-\mu_n x} = e^{-\mu_{ipx} \cdot x}. \quad (5)$$

În această relaţie, coeficienţii μ_1 la μ_n sînt cei corespunzători componentelor monoenergetice ale spectrului global de radiaţii X, iar ca valori se iau cele date de Grodstein [5], reprezentate grafic în figura 1. Se consideră radiaţiile X de 80 kV a căror repartiţie spectrală (a_1 la a_n) este cea din lucrarea [2]. În tabela 2 este arătată această repartiţie spectrală, împreună cu valorile aferente ale coeficienţilor monoenergetici.

Tabela 2

U_{kV}	20	30	40	50	60	70	80
a_i%	5,9	14,1	20,6	22,4	22,3	12,35	2,35
μ_{im}, cm^{-1}	201,00	62,50	27,10	14,25	8,83	5,95	4,35

Trebuie observat că s-au luat numai şapte componente ale spectrului, deşi teoretic se poate spune că există o infinitate de componente, cu condiţia însă ca $\Sigma_{a_i} = 100\%$.

S-au calculat astfel valorile μ_{ipx} pentru grosimile $x = 0{,}2$; 0,4; 0,6; 0,8 şi 1 cm, valori care sînt trecute în tabela 3 şi în care se arată şi ordinea ponderii componentelor de diferite energii în cadrul spectrului, ordine observată în urma calculului; se constată deci că pe măsură ce creşte grosimea materialului, ponderea trece tot mai mult către componentele de energii mai mari.

Tabela 3

X_{OL}, cm	μ_{ipx}, cm^{-1}	Ordinea ponderii componentelor de diferite energii, U_{kV}						
0,2	12,20	70	60	50	80	40	30*	20*
0,4	10,09	70	60	80	50	40	30*	20*
0,6	8,93	70	80	60	50	40	30*	20*
0,8	8,26	70	80	60	50	40*	30*	20*
1,0	7,78	80	70	60	50	40*	30*	20*

* Componente fără pondere la calculul coeficienţilor de atenuare.

Rezultatele din tabela 3 atestă afirmaţia făcută anterior că valorile lui μ_{ipx} scad cînd creşte grosimea materialului absorbant.

În continuare, s-au putut determina valorile factorului $K_x = \mu_{ipx}/\mu_{im}$; s-a făcut reprezentarea grafică $K_x = f(x)$ şi s-a observat că aceasta este o funcţie de formă exponenţială (fig. 4), ale cărei valori, pe măsură ce creşte grosimea x, tind la limită către valoarea lui μ_{im}, adică valoarea coeficientului de atenuare a radiaţiei monoenergetice de energie maximă în spectru, respectiv tensiunile de la tubul roentgen U_0.

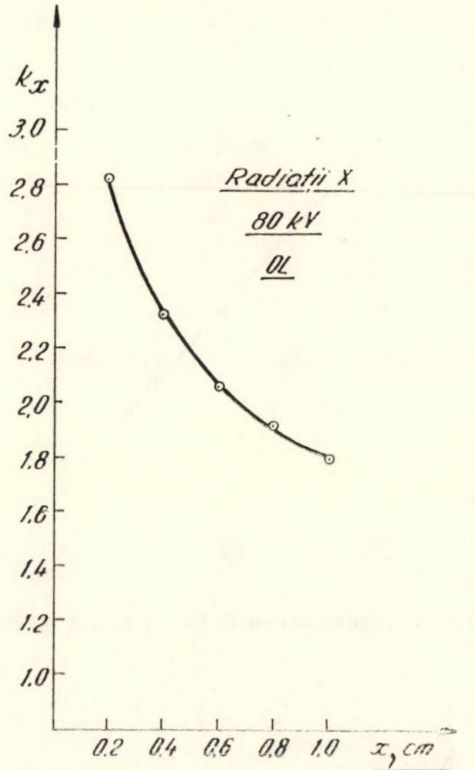


Fig. 4. Reprezentarea funcţiei $K_x = f\ (x)$.

S-a făcut apoi o reprezentare dublu logaritmică (fig. 5) şi s-a putut determina astfel funcţia respectivă:

$$K_x = f(x) = 1 + kx^m = 1 + 0{,}8\ x^{-0{,}55}. \quad (6)$$

Ţinînd seamă de relaţiile (3), (4) şi (6) se poate stabili acum formula de calcul al coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor X polienergetice (cele folosite în practică) de diferite energii pînă la $U_0 \leqslant 400$ kV, la diferite grosimi ale pieselor din oţel şi la fascicul îngust:

$$\mu_{ipx} = \mu_{ax} + \mu_{sx} = (1 + 0{,}8\ x^{-0{,}55})\ \mu_{im}$$

$$\mu_{ipx} = (1 + 0{,}8\ x^{-0{,}55})\ [2{,}485 \cdot 10^6 \cdot U_0^{-3{,}1} + 15{,}6\ (U_0 + 110)^{-0{,}5}],\ \text{cm}^{-1}. \quad (7)$$

În această formulă, U_0 reprezintă tensiunea în kV la tubul roentgen.

Desigur că formula este susceptibilă de îmbunătăţiri; ea reprezintă totuşi un început inedit. Formule asemănătoare se pot stabili şi pentru alte materiale, folosind aceleaşi raţionamente şi metodologie.

Cu ajutorul formulei (7) s-au calculat o serie de valori ale lui μ_{ipx}, μ_{ax} şi μ_{sx}, valori care au fost trecute în tabela 4, pentru energii şi grosimi uzuale în controlul defectoscopic al pieselor de oţel cu ajutorul radiaţiilor X.

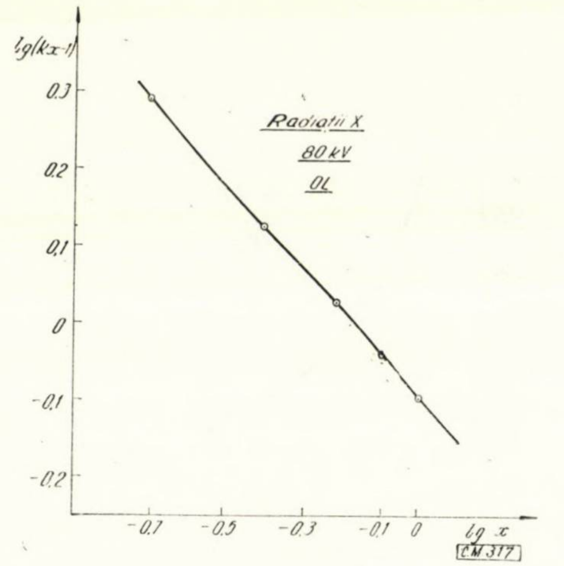


Fig. 5. Reprezentarea lg $(K_x - 1) = f_1$ (lg$x$).

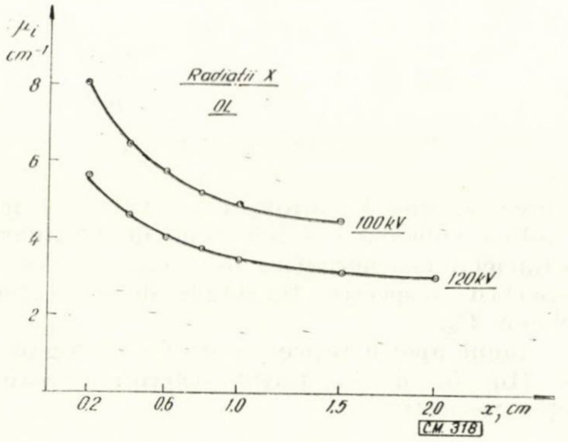


Fig. 6. Coeficienţii de atenuare a radiaţiilor X de 100 şi 120 kV la fascicul îngust şi piese din oţel.

Rezultatele obţinute astfel, prin calcul, sînt confirmate şi de rezultate experimentale.

Folosind un aranjament experimental adecvat s-au făcut măsurători radiometrice pentru determinarea coeficienţilor de atenuare ai radiaţiilor X de 100 şi 120 kV, la fascicul îngust şi piese din oţel [9]. Rezultatele obţinute sînt concretizate în figura 6.

Alte valori obţinute experimental şi care confirmă pe cele obţinute prin calcul (tabela 4) sînt date în lucrarea [6] şi anume: $\mu_{ipx} = 1{,}62$ cm^{-1} la radiaţii X de 200 kV şi $\mu_{ipx} = 1{,}13$ cm^{-1} la radiaţii de 400 kV, pentru piesele din oţel cu grosimea $x = 2{,}5$ cm.

O investigare fructuoasă poate fi obţinută însă prin analiza comparativă a perechilor de valori ale coeficienţilor de atenuare la fascicul îngust (de laborator) şi la fasciculul larg (cel folosit în practica controlului nedistructiv), pentru care există puţine date în literatura de specialitate [6].

Dacă în cazul fasciculelor înguste, legea de bază a atenuării radiaţiilor în material este dată de relaţia:

$$I_d = I_0\, e^{-\mu_i \cdot x} \tag{8}$$

unde I_d reprezintă radiaţiile directe care au trecut prin piesă şi care ajung de la sursă la detector (film) în linie dreaptă, în cazul fasciculelor largi se obţine:

$$I_t = I_d + I_s = BI_0\, e^{-\mu_i \cdot x} = I_0\, e^{-\mu_l \cdot x}, \tag{9}$$

unde I_s reprezintă o parte din radiaţiile împrăştiate în material ca urmare a efectului Compton şi care nu se pierd în atmosferă ci ajung pe detector; cu B s-a notat factorul ce intervine din cauza acestor radiaţii împrăştiate adiţionale, iar cu μ_l coeficientul liniar de atenuare a radiaţiilor la fascicul larg.

În consecinţă:

$$B = 1 + \frac{I_s}{I_d} = e^{(\mu_1 - \mu_1)}\, x = e^{px}. \tag{10}$$

În condiţii de determinare sau de lucru cunoscute şi precizate (energia radiaţiei, natura materialului examinat, condiţiile geometrice de expunere, tipul filmului, ecranele intensificatoare), factorul împrăştierii adiţionale B depinde numai de grosimea materialului şi ca atare este mai comod şi mai avantajos chiar — din punctul de vedere al interpretării rezultatelor — ca B să se exprime sub forma unei funcţii exponenţiale.

Exponentul p apare cu semnul plus, deoarece se referă nu la radiaţii pierdute prin procesele de atenuare, ci la radiaţii care se adaugă celor directe, pe film; prin intermediul lui p se exprimă de altfel şi dependenţa factorului B de ceilalţi parametri, menţionaţi mai sus.

După cum se ştie, radiaţiile împrăştiate adiţionale nu reprezintă propriu-zis un cîştig (deşi timpii de expunere, pentru aceeaşi intensitate de înnegrire a filmului, devin mai mici la fasciculul larg faţă de fasciculul îngust) ci dimpotrivă, un serios impediment; în roentgen şi

Tabela 4

X_{OL}, cm		0,2	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
K_x		2,82	2,046	1,80	1,636	1,547	1,484	1,437	1,367	1,331	1,300
U_0 80 kV	μ_{ax}	0,02	6,55	5,76							
	μ_{sx}	3,19	2,31	2,03							
	μ_{ipx}	12,21	8,86	7,79							
U_0 100 kV	μ_{ax}	4,54	3,30	2,90	2,63						
	μ_{sx}	3,05	2,21	1,94	1,77						
	μ_{ipx}	7,59	5,51	4,84	4,40						
U_0 120 kV	μ_{ax}	2,545	1,84	1,63	1,48	1,395					
	μ_{sx}	2,905	2,11	1,85	1,68	1,595					
	μ_{ipx}	5,45	3,95	3,48	3,16	2,99					
U_0 150 kV	μ_{ax}		0,95	0,834	0,757	0,716	0,687	0,665			
	μ_{sx}		1,99	1,746	1,583	1,504	1,443	1,395			
	μ_{ipx}		2,94	2,58	2,34	2,22	2,13	2,06			
U_0 200 kV	μ_{ax}		0,376	0,332	0,30	0,284	0,273	0,264	0,251		
	μ_{sx}		1,814	1,598	1,45	1,366	1,317	1,276	1,213		
	μ_{ipx}		2,19	1,93	1,75	1,65	1,59	1,54	1,464		
U_0 300 kV	μ_{ax}			0,095	0,087	0,082	0,079	0,076	0,072	0,070	
	μ_{sx}			1,385	1,253	1,188	1,141	1,104	1,053	1,024	
	μ_{ipx}			1,48	1,34	1,27	1,22	1,18	1,125	1,094	
U_0 400 kV	μ_{ax}			0,039	0,036	0,034	0,0324	0,0314	0,030	0,029	0,029
	μ_{sx}			1,241	1,134	1,066	1,0276	0,9936	0,945	0 921	0,900
	μ_{ipx}			1,28	1,17	1,10	1,06	1,025	0,975	0,950	0,928

gamadefectoscopie, aceste radiații împrăștiate adiționale nu contribuie cu nimic la formarea imaginii defectelor pe film ci se adaugă ca un voal general care micșorează sensibilitatea de detectare a defectelor. De aceea, cunoașterea factorului *B* care afectează sensibilitatea de detectare a defectelor prin intermediul coeficientului *p* și implicit al coeficienților de atenuare a radiațiilor la fascicul îngust și la fascicul larg $(p = \mu_i - \mu_l)$ prezintă o deosebită importanță.

Valorile lui μ_l depind — după cum au arătat determinările experimentale — de energia radiației, de natura materialului examinat, de condițiile geometrice de expunere, de felul detectorului, de ecranele intensificatoare și întotdeauna — indiferent dacă radiațiile sînt mono sau polienergetice — și de grosimea materialului [6], [9].

S-au determinat valorile lui μ_l pe cale sensitometrică, respectînd recomandările date de Doc. I.I.S. — V-242—63 și utilizînd o epruvetă de concepție proprie ce prezintă o serie de avantaje pentru determinările sensitometrice [8]. Valorile lui μ_l, în cm^{-1}, obținute astfel, pentru radiații X și piese din oțel [9], sînt centralizate în tabela 5.

Alte rezultate experimentale din literatura de specialitate [6]: pentru radiații X de 200 kV, la piese din oțel cu grosimea $x = 2,5$ cm, $\mu_l = 1,32$; pentru radiații X de 400 kV, la

Tabela 5

Sursa și filmul x_{OL} cm	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5
X 150 kV Gevaert D4	2,98	2,47	2,30	2,18			
X 150 kV Gevaert D7			2,21	2,07	1,87	1,76	1,70
X 150 kV Gevaert D10					1,84	1,75	1,70
X 120 kV Gevaert D7	4,01	3,46	3,22	2,99			
X 100 kV Gevaert D7		4,84	4,84				

piese din oțel cu $x = 2,5$ cm, $\mu_l = 0,86$, iar la $x = 7,5$ cm, $\mu_l = 0,74$.

La trecerea de la fascicul îngust la fascicul larg, s-a raționat că radiațiile împrăștiate care ajung pe film, exprimate prin coeficientul p, trebuie să reprezinte o proporție din cantitatea totală de radiații împrăștiate în material, cantitate exprimată prin coeficientul μ_{sx}.

Comparînd valorile lui μ_l obținute experimental cu cele ale lui μ_{sx} (tabela 4), s-a putut constata că:

$$p = \mu_{ipx} - \mu_l \approx k \cdot \mu_{sx} \approx 0,25\,\mu_{sx}. \qquad (11)$$

În consecință, ținînd seamă de relația (7) și de deducțiile arătate mai sus, se pot obține formulele de calcul ale valorilor p și μ_l pentru radiațiile X de energii pînă la 400 kV și piese din oțel.

Astfel:

$$p = 0,25\,(1 + 0,8\,x^{-0,55}) \cdot 15,6\,(U_0 + 110)^{-0,5} = $$
$$= 3,9\,(1 + 0,8\,x^{-0,55})\,(U_0 + 110)^{-0,5},\ \text{cm}^{-1}; \qquad (12)$$
$$\mu_l = \mu_{ipx} - p = (1 + 0,8\,x^{-0,55})[2,485 \cdot 10^6 U_0^{-3,1} +$$
$$+ 11,7\,(U_0 + 110)^{-0,5}],\ \text{cm}^{-1}. \qquad (13)$$

Cunoscînd valorile lui p, se pot determina și valorile factorului împrăștierii adiționale B (fig. 7) a cărui cunoaștere – după cum s-a arătat – prezintă importanță în legătură cu sensibilitatea de detectare a defectelor pe care o afectează defavorabil.

Desigur că formulele (7) și (13) pentru calculul coeficienților de atenuare a radiațiilor roentgen, utilizate în defectoscopia nedistructivă, sînt susceptibile de îmbunătățiri; se consideră totuși că ele reprezintă un început util și inedit.

BIBLIOGRAFIE

]1] *Compton, A. H.* și *Alison, S. K.* X-rays in the theory and experiment, New York, 1964.

[2] *Eger, R.* Dozimetria i zascita ot izluscineii, Gosatomizdat, Moscova, 1961.

[3] *Fano, U.*, *Spencer, V. L.* și *Berger, I. M.* Handbuch der Phys. Berlin, Göttingen, 1959.

[4] *Freyer, G.* Gammadefektoscopie metallischer Werkstoffe. Leipzig, 1961.

[5] *Grodstein, W. G.* X-ray attenuation coefficients from 10 keV to 100 MeV. U.S. Government Printing Office, Washington, 1957.

[6] *Halmshow, R.* Industrial radiology. Londra, 1966.

[7] *Năstase, M.* La démonstration de la variation des coefficients d'absorbtion des rayons polychromatiques en fonction de l'épaisseur du matériau absorbant. Doc. IIS–V–340–66.

[8] *Năstase, M.* Sur les essais sensitométriques des films radiographiques. Doc. IIS–V–401–68.

[9] *Năstase, M.* Contribuții în defectoscopia cu radiații electromagnetice penetrante (teză de doctorat), 1969.

[10] *Oncescu, C. M.* Fizica protecției contra radiațiilor. Editura Academiei R. P. R., 1958

[11] *Piesch, E.* Dosisleitungsmessungen im Störstrahlungsfeld einer Röntgenanlage für Kalibrierzwecke. Atompraxis, 8, Karlsruhe, 1967.

[12] *Trapeznikov, A. K.* Roentgendefektoskopia. Mașghiz, 1958.

CZ 621-272

Calculul arcurilor sinus

Ing. Ion PĂSTRAV – Institutul politehnic – Cluj
Ing. Lucia MIRON – Institutul politehnic – Cluj

În construcţia modernă de maşini se folosesc tot mai mult, ca elemente elastice, arcurile sinus, datorită faptului că la aceeaşi caracteristică arcurile sinus au un gabarit mult mai mic decît arcurile elicoidale. Arcurile sinus sînt folosite curent în construcţia compresoarelor frigorifice pentru comanda supapelor şi la elementele de etanşare ale arborilor [1]. Cu toate acestea, în literatura de specialitate nu se tratează calculul arcurilor sinus.

În lucrarea de faţă se deduc formulele de calcul al arcurilor sinus în domeniul deplasărilor mici, în care caracteristica lor este liniară.

Ţinînd seamă de faptul că raportul $\frac{d}{d_1}$ între diametrul exterior şi cel interior al arcului este cuprins între 1,2–1,6, arcul sinus poate fi considerat o bară curbă de grosime constantă δ, de lăţime variabilă şi cu raza de curbură R (fig. 1). Bara curbă este simplu rezemată în două puncte şi încărcată cu o sarcină concentrată în mijlocul deschiderii.

Raportul dintre raza de curbură şi grosime $\left(\frac{R}{\delta}\right)$ fiind mai mare decît 10, pentru calculul eforturilor unitare maxime se poate folosi relaţia de la bare drepte :

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{PL}{4W}, \qquad (1)$$

unde :

$$W = \frac{(d - d_1)\,\delta^2}{6},$$

iar pentru calculul deplasărilor, cu teorema lui Castigliano, relaţia [2] [3] :

$$v = \frac{\partial E_d}{\partial P} = \int_s \frac{M}{EI_z}\frac{\partial M}{\partial P}\,\mathrm{d}s. \qquad (2)$$

Ţinînd seamă de notaţiile din figura 1 şi de faptul că arcurile se obţin prin curbarea unor inele cu diametrul exterior d şi diametrul interior d_1 pe un cilindru cu raza R, s-a scris expresia momentului încovoietor în secţiunea φ :

$$M_\varphi = \frac{PR}{2}(\sin\alpha - \sin\varphi). \qquad (3)$$

Derivata momentului încovoietor în raport cu forţa P este :

$$\frac{\partial M}{\partial P} = \frac{R}{2}(\sin\alpha - \sin\varphi). \qquad (4)$$

Momentul de inerţie I_z al secţiunii arcului variază cu unghiul φ.

Cu notaţiile din figura 1, momentul de inerţie pentru valori ale lui φ cuprinse între 0 şi α_1 are expresia :

$$I_z = \frac{2AB\,\delta^3}{12} = \frac{AB\,\delta^3}{6}.$$

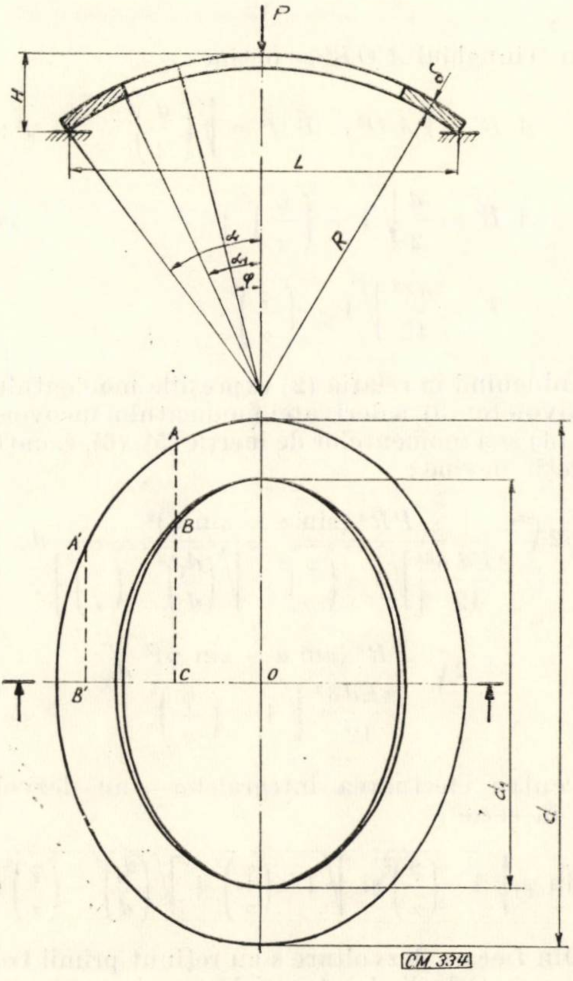


Fig. 1

Din triunghiurile AOB şi BOC se poate scrie :

$$AB = AC - BC;$$

$$AC = \sqrt{OA^2 - OC^2} = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - R^2\varphi^2} = \frac{d}{2}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2};$$

$$BC = \sqrt{\overline{OB}^2 - \overline{OC}^2} = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \varphi^2 R^2} =$$

$$= \frac{d}{2}\sqrt{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2};$$

$$AB = \frac{d}{2}\left(\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}\right); \tag{5}$$

$$I_z = \frac{d\,\delta^3}{12}\left(\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}\right).$$

Pentru $\alpha_1 < \varphi < \alpha$, expresia momentului de inerţie este:

$$I_z = \frac{2A'B'\delta^3}{12}.$$

Din triunghiul $A'OB'$ se obţine:

$$A'B' = \sqrt{\overline{A'O}^2 - \overline{B'O}^2} = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - R^2\,\varphi^2};$$

$$A'B' = \frac{d}{2}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}; \tag{6}$$

$$I_z = \frac{d\delta^3}{12}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}.$$

Înlocuind în relaţia (2) expresiile momentului încovoietor (3), a derivatei momentului încovoietor (4) şi a momentelor de inerţie (5), (6), ecuaţia săgeţii devine:

$$v = 2\int_0^{\alpha_1} \frac{PR^3(\sin\alpha - \sin\varphi)^2}{\frac{4Ed\,\delta^3}{12}\left[\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}\right]}\,d\varphi +$$

$$+ 2\int_{\alpha_1}^{\alpha} \frac{PR^3(\sin\alpha - \sin\varphi)^2}{\frac{4Ed\,\delta^3}{12}\sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}}\,d\varphi.$$

Pentru efectuarea integralelor s-au dezvoltat în serie

$$\sin\varphi, \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2} \text{ şi } \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^2}.$$

Din fiecare dezvoltare s-au reţinut primii trei termeni. Calculînd integralele, se ajunge la următoarea relaţie:

$$v = \frac{3Pd^2}{4E\,\delta^3}(A + B), \tag{7}$$

în care cu A şi D s-au notat expresiile:

$$A = \frac{1}{\alpha^3\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]}\Bigg[\alpha_1\left(1 + \frac{d_1}{d}\right)\sin^2\alpha -$$

$$- \alpha_1^2\left(1 + \frac{d_1}{d}\right)\sin\alpha + \frac{\alpha_1^3}{3}\left(1 + \frac{d_1}{d} - \frac{1 + \frac{d}{d_1}}{2\alpha^2}\sin^2\alpha\right) +$$

$$+ \frac{\alpha_1^4}{4}\sin\alpha\left(\frac{1 + \frac{d_1}{d}}{3} + \frac{1 + \frac{d}{d_1}}{\alpha^2}\right) - \frac{\alpha_1^5}{5}\left(\frac{1 + \frac{d_1}{d}}{3} + \frac{1 + \frac{d}{d_1}}{2\alpha^2} +\right.$$

$$\left. + \frac{\left(1 + \frac{d^3}{d_1}\right)\sin^2\alpha}{8\alpha^4}\right) - \frac{\alpha_1^6}{6}\sin\alpha \cdot \left(\frac{1 + \frac{d_1}{d}}{60} +\right.$$

$$\left. + \frac{1 + \frac{d}{d_1}}{6\alpha^2} - \frac{1 + \frac{d^3}{d_1^3}}{4\alpha^4}\right) + \frac{\alpha_1^7}{7}\left(\frac{2\left(1 + \frac{d_1}{d}\right)}{45} - \frac{1 + \frac{d}{d_1}}{6\alpha^2} - \frac{1 + \frac{d^3}{d_1^3}}{8\alpha^4}\right) +$$

$$+ \frac{\alpha_1^8}{8}\sin\alpha \cdot \left(\frac{1 + \frac{d}{d_1}}{120\alpha^2} - \frac{1 + \frac{d^3}{d_1^3}}{24\,\alpha^4}\right) - \frac{\alpha_1^9}{9}\left(\frac{1 + \frac{d}{d_1}}{45\alpha^2} -\right.$$

$$\left. - \frac{1 + \frac{d^3}{d_1^3}}{24\,\alpha^4}\right) + \frac{\alpha_1^{10}}{10} \cdot \frac{\sin\alpha\left(1 + \frac{d^3}{d_1^3}\right)}{480 \cdot \alpha^4} - \frac{\alpha_1^{11}}{11} \cdot \frac{\left(1 + \frac{d^3}{d_1^3}\right)}{180\,\alpha^4}\Bigg];$$

$$B = \frac{1}{\alpha^3}\Bigg[(\alpha - \alpha_1)\sin^2\alpha - (\alpha^2 - \alpha_1^2)\sin\alpha +$$

$$+ \frac{\alpha^3 - \alpha_1^3}{3}\left(\frac{\sin^2\alpha}{2\alpha^2} + 1\right) - \frac{\alpha^4 - \alpha_1^4}{4}\sin\alpha\left(\frac{1}{\alpha^2} - \frac{1}{3}\right) +$$

$$+ \frac{\alpha^5 - \alpha_1^5}{5}\left(\frac{3\sin^2\alpha}{8\,\alpha^4} - \frac{1}{3} + \frac{1}{2\,\alpha^2}\right) -$$

$$- \frac{\alpha^6 - \alpha_1^6}{6}\sin\alpha\left(\frac{1}{60} - \frac{1}{6\,\alpha^2} + \frac{3}{4 \cdot \alpha^4}\right) +$$

$$+ \frac{\alpha^7 - \alpha_1^7}{7}\left(\frac{2}{45} - \frac{1}{6\,\alpha^2} + \frac{3}{8\,\alpha^4}\right) -$$

$$- \frac{\alpha^8 - \alpha_1^8}{8}\sin\alpha\left(\frac{1}{120\,\alpha^2} - \frac{1}{8\,\alpha^4}\right) +$$

$$+ \frac{\alpha^9 - \alpha_1^9}{9\,\alpha^2}\left(\frac{1}{45} - \frac{1}{8\,\alpha^2}\right) - \frac{\alpha^{10} - \alpha_1^{10}}{10} \cdot \frac{\sin\alpha}{160 \cdot \alpha^4} +$$

$$+ \frac{\alpha^{11} - \alpha^{10}}{11} \cdot \frac{1}{60 \cdot \alpha^4}\Bigg].$$

Rezultate satisfăcătoare se obţin luînd în considerare şi numai primii şase termeni din paranteză.

Verificarea relaţiei (7) s-a făcut pe zece arcuri sinus de diferite dimensiuni (tabela 1) confecţionate din oţel de arcuri Sandvik 17.

Încercările s-au efectuat pe un dispozitiv simplu prin încărcare directă cu greutăţi marcate. Deplasările s-au măsurat cu un comparator cu cadran cu precizia de 0,01 mm.

În figura 2 sînt reprezentate cu linie plină curbele caracteristice calculate, precum şi por-

Datele privind arcurile sinus încercate

Tabela 1

Nr. crt.	Diametrele arcului d_1/d, mm	$\frac{d}{d^1}$	Grosimea δ, mm	H, mm	L, mm	R, mm	v/P în zona de variaţie liniară		V_{lim}, mm	P_{lim}, kgf	$\sigma_{lim}\cdot 10^{-3}$ kgf/cm²	$\frac{\sigma_{lim}}{\delta}10\cdot$ kgf/cm
							experimentat	calculat (7)				
1	107,0/128,2	1,200	0,900	17,0	123,7	122,00	0,141	0,145	7,28	5,15	5,76	6,40
2	107,5/128,2	1,195	0,835	14,4	123,5	139,80	0,205	0,195	9,66	4,00	5,32	6,36
3	107,8/128,5	1,201	0,622	16,0	123,8	127,70	0,485	0,476	9,21	1,90	4,37	7,02
4	107,8/128,5	1,190	0,510	14,6	123,7	138,30	0,900	0,850	8,90	0,96	3,43	6,71
5	*64,0/86,0	1,345	0,950	10,0	83,0	91,10	0,032	0,034	—	—	—	—
6	64,8/86,1	1,325	0,600	12,4	82,0	74,00	0,175	0,168	7,46	4,25	7,15	11,35
7	63,8/85,4	1,335	0,380	10,3	81,9	86,75	0,685	0,675	7,80	1,15	4,73	12,25
8	36,0/56,5	1,570	0,460	8,7	53,6	45,70	0,117	0,114	4,57	3,90	7,60	16,50
9	34,4/56,6	1,645	0,400	8,5	52,8	45,35	0,143	0,150	3,65	2,85	6,83	17,50
10	35,0/55,8	1,595	0,225	8,5	53,2	45,85	0,960	0,915	4,90	0,51	4,06	18,05

* Curba caracteristică a avut variaţie liniară pentru întreg domeniul în care s-a făcut încercarea.

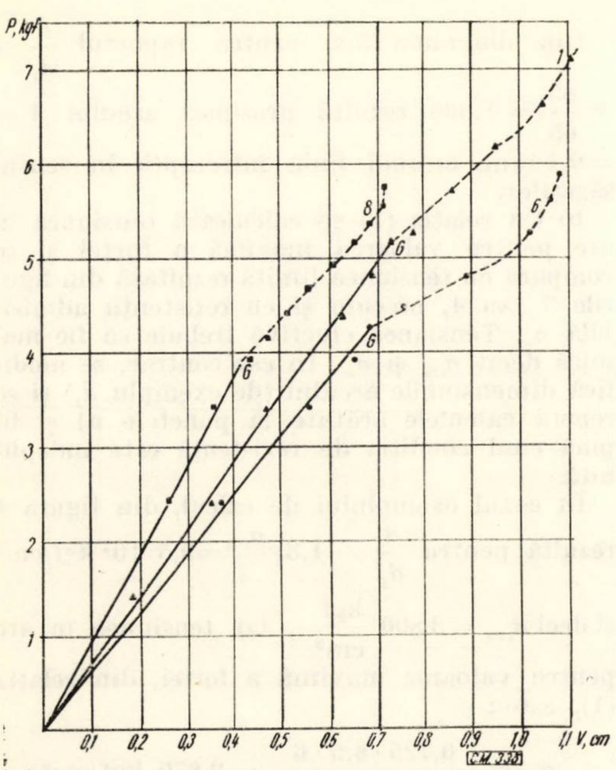


Fig. 2

ţiunea neliniară a curbelor trasată pe baza punctelor experimentale (cu linie întreruptă). Cifrele de pe curbele caracteristice corespund cu numerele de ordine din tabela 1.

Atît din tabela 1 cît şi din figura 2 rezultă o bună concordanţă a datelor experimentale cu valorile calculate, abaterea maximă a valorilor $\frac{v}{P}$ calculate faţă de cele experimentale fiind de 8,90%, ceea ce confirmă justeţea ipotezelor admise.

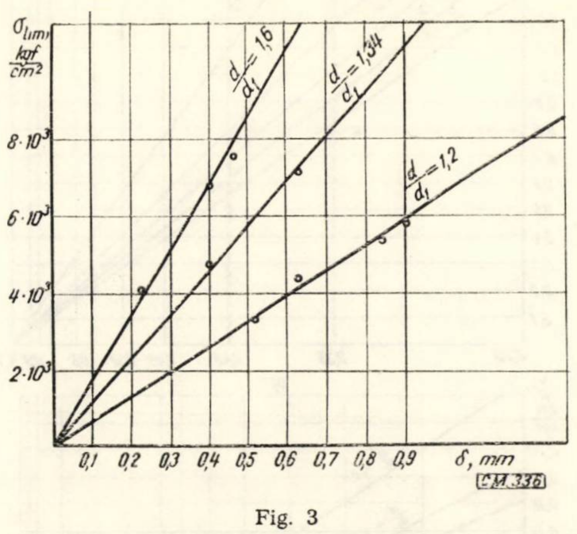


Fig. 3

Pentru stabilirea domeniului de valabilitate a relaţiei (7) s-au analizat curbele caracteristice şi s-a constatat că pentru un anumit raport $\frac{d}{d_1}$, eforturile unitare limită σ_{lim}, corespunzătoare punctelor G, variază liniar cu grosimea δ a arcului (fig. 3). De asemenea, raportul $\frac{\sigma_{lim}}{\delta}$ variază liniar cu raportul $\frac{d}{d_1}$ (fig. 4).

Cunoscînd diagrama din figura 4, trasată pe baza încercării unui arc sinus, se pot determina eforturile unitare limită σ_{lim} pentru toate arcurile sinus confecţionate din acelaşi material. Tensiunile efective în arc trebuie să fie mai mici decît σ_{lim} pentru ca arcul să lucreze în zona liniară a caracteristicii.

Tensiunea în arc se calculează cu relaţia (1).

Evident, tensiunea în arc trebuie să fie mai mică şi decît rezistenţa admisibilă a materialului.

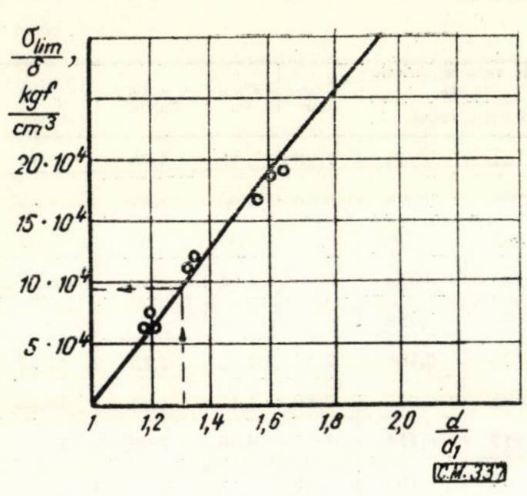


Fig. 4

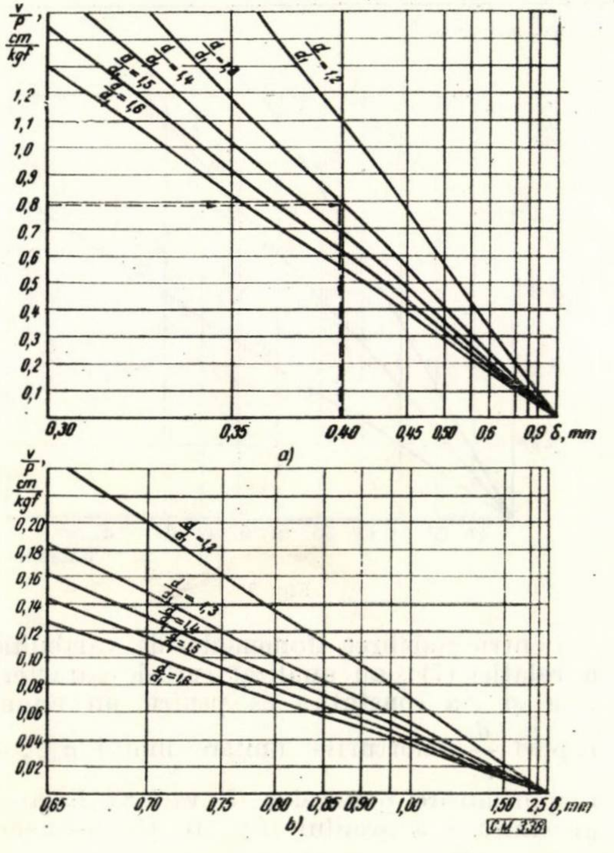


Fig. 5

Succesiunea calculelor pentru dimensionarea arcurilor sinus este deci următoarea :

a) Ţinînd seamă de dimensiunile constructive ale arcului d, d_1, R, precum şi de caracteristica impusă ($P=f(v)$), se determină din relaţia (7) grosimea arcului :

$$\delta=\sqrt[3]{\frac{3\,(A+B)\,d^2}{4E}\,\frac{P}{v}}.$$

În acelaşi scop se poate folosi şi nomograma din figura 5 trasată pentru $d=100$ mm şi unghiul $2\alpha=60\pm5°$. Pentru alte diametre d_{ef} se calculează valoarea echivalentă a raportului $\frac{v}{P}$ prin înmulţire cu $\left(\frac{d}{d_{ef}}\right)^2$:

$$\left(\frac{v}{P}\right)_{\text{echiv}}=\left(\frac{v}{P}\right)\left(\frac{d}{d_{ef}}\right)^2; \qquad (8)$$

cu această valoare se determină grosimea δ.

Pentru exemplificare se consideră arcul supapei unui compresor frigorific cu dimensiunile $d=85$ mm, $d_1=65$ mm, $2\alpha=58°$, a cărui săgeată sub forţa maximă $P=0{,}725$ kgf trebuie să fie $v=4$ mm.

Cu relaţia (8) se determină $\left(\frac{v}{P}\right)_{\text{echiv}}$:

$$\left(\frac{v}{P}\right)_{\text{echiv}}=\frac{0{,}4}{0{,}725}\left(\frac{10}{8{,}5}\right)^2=0{,}79\ \text{cm/kgf}.$$

Din diagrama 5,a pentru raportul $\frac{d}{d_1}=\frac{85}{65}=1{,}308$ rezultă grosimea arcului $\delta=0{,}4$ mm, urmînd linia întreruptă în sensul săgeţilor.

b) Cu relaţia (1) se calculează tensiunea în arc pentru valoarea maximă a forţei şi se compară cu tensiunea limită rezultată din figurile 3 sau 4, precum şi cu rezistenţa admisibilă σ_a. Tensiunea efectivă trebuie să fie mai mică decît σ_{lim} şi σ_a. În caz contrar, se modifică dimensiunile arcului (de exemplu d_1) şi se repetă calculele arătate la punctele a) şi b) pînă cînd condiţia de rezistenţă este îndeplinită.

În cazul exemplului de calcul, din figura 4 rezultă pentru $\frac{d}{d_1}=1{,}3$, $\frac{\sigma_{lim}}{\delta}=9{,}5\cdot10^4$ kgf/cm³ şi deci $\sigma_{lim}=3\,800\ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$, iar tensiunea în arc pentru valoarea maximă a forţei, din relaţia (1), este :

$$\sigma_{ef}=\frac{0{,}725\cdot8{,}5\cdot6}{(8{,}5-6{,}5)\,0{,}4^2}=2\,870\ \text{kgf/cm}^2.$$

Pentru materialul utilizat (oţelul de arcuri Sandvik 17), rezistenţa la oboseală este de $\sigma_{-1}=7\,000$ kgf/cm²; rezultă că arcul va funcţiona în domeniul liniar al caracteristicii ($\sigma_{ef}<\sigma_{lim}$) şi va rezista la solicitări oscilante ($\sigma_{ef}<\sigma_{-1}$).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Plank, R.* Handbuch der Kältetechnik, vol. V. Berlin, Springer – Verlag, 1966.
[2] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1964.
[3] *Tripa, M.* Rezistenţa materialelor. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1967.

CZ 621.822.7

Asupra ecruisării căilor de rulare a rulmenţilor radiali cu bile

Ing. Ion POPESCU – Institutul politehnic – Braşov

Operaţia finală de prelucrare prin aşchiere a căilor de rulare a rulmenţilor de toate tipurile se execută prin mai multe procedee tehnologice, în funcţie de tipurile existente. La rulmenţii radiali cu bile, uzinele producătoare de rulmenţi din ţară aplică fie superfinisarea cu corpuri abrazive de formă prismatică, bazată pe principiul honuirii (fig. 1 : ω_1 — viteza unghiulară de rotaţie a piesei ; ω_{0s} — viteza unghiulară de oscilaţie a sculei), fie superfinisarea cu discuri abrazive prin pendularea acestora, folosind principiul rectificării (fig. 2 : ω_1 — viteza unghiulară de rotaţie a piesei ; ω_{0s} — viteza unghiulară de oscilaţie a sculei ; ω_s — viteza unghiulară de rotaţie a sculei).

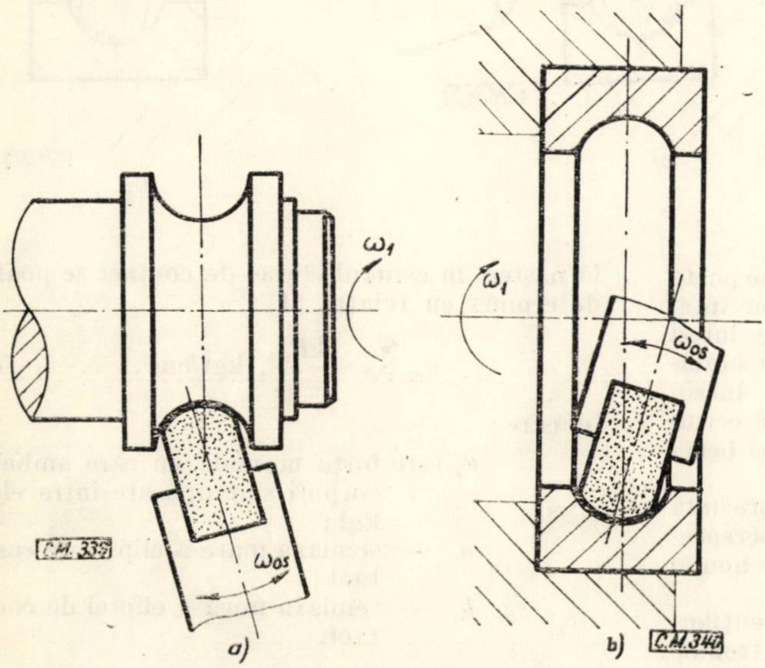


Fig. 1

În ambele cazuri, procedeul presupune existenţa unor scule abrazive de calitate superioară care, chiar în condiţiile unor regimuri de aşchiere şi reglaje bine alese, nu pot asigura o microgeometrie constantă a profilului în plan axial, datorită faptului că razele profilului căilor de rulare rezultate la operaţii anterioare superfinisării nu pot fi riguros constante, iar la angajarea sculei abrazive în aşchiere (cu raza profilată de inelul anterior), procesul de superfinisare nu începe simultan pe toată lungimea profilului (fig. 3)

Finisarea suprafeţelor prin deformare plastică se remarcă prin avantaje substanţiale faţă de prelucrările prin aşchiere. Obţinerea unui fibraj favorabil, realizarea ecruisării şi a tensiunilor de compresiune în stratul superficial, posibilitatea obţinerii unei netezimi superioare a suprafeţei prin îmbunătăţirea rugozităţii iniţiale, uşurinţa realizării şi stabilitatea tuturor indicatorilor calitativi care asigură premise de automatizare reprezintă avantajele şi particularităţile principale ale acestui procedeu.

Concomitent cu durificarea stratului superficial cu 30–50% faţă de duritatea miezului piesei [3] se realizează şi o creştere substanţială cu pînă la 80% a capacităţii portante a suprafeţei astfel prelucrate.

Examinări stereoscopice au dovedit că, deşi există o durificare superficială a structurii şi o netezire a suprafeţei, aceasta rămîne totuşi poroasă.

Avînd în vedere avantajele pe care le prezintă prelucrarea prin deformare plastică în urma căreia produsul capătă forma sculei (în limitele de uzură şi ale deformaţiilor elastice admise), s-a trecut la studierea posibilităţilor de aplicare a acestui procedeu, la prelucrarea de finisare a căilor de rulare a rulmenţilor.

Cercetările de pînă acum [6] au stabilit că deformarea plastică între bile şi calea de rulare a inelului de rulment începe la tensiuni de contact de 15 000 kgf/cm^2 la piesele care au suprafeţele corespunzător clasei de calitate $R_a = 0,1$ µm.

Studiile efectuate [6], avînd drept scop ecruisarea căilor de rulare a inelelor interioare ale rulmenţilor radiali cu bile, justifică aplicarea acestui procedeu la prelucrarea de finisare a căilor de rulare la aceste tipuri de rulmenţi. Astfel, s-a stabilit că pentru durificarea superficială a căilor de rulare a rulmenților, valoarea optimă atinsă experimental pentru efortul local de compresiune este de $\sigma_{max} = 43\ 687$ kgf/cm^2 cu o durată de lucru de 170—190 s.

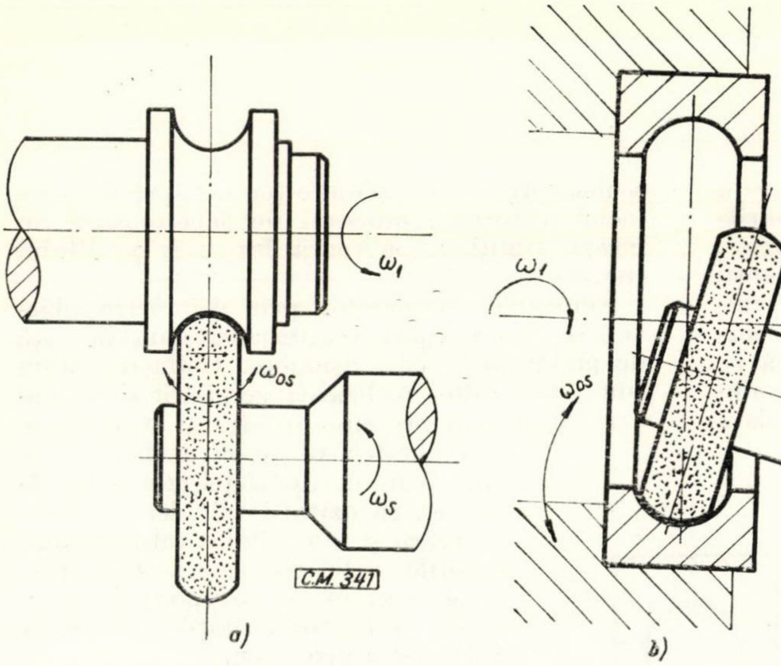


Fig. 2

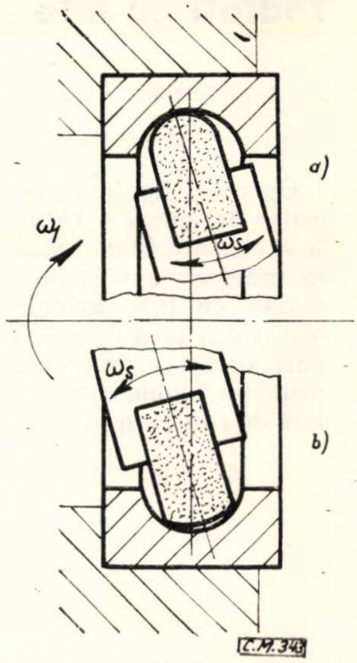


Fig. 3

Deși procedeul de lucru utilizat [6] se poate aplica cu ușurință la prelucrarea inelelor interioare, prezintă dificultăți generalizarea lui și la inelele exterioare. Cît privește calitatea suprafeței obținute și mai ales durata de lucru, pare să nu satisfacă în măsură suficientă cerințele tot mai ridicate ale producătorilor și beneficiarilor.

În acest sens, în lucrarea de față se prezintă unele soluții și rezultate care lărgesc perspectiva de aplicare la scară industrială a noului procedeu.

În cazul inelelor exterioare ale rulmenților, pentru ecruisarea căilor de rulare scula trebuie să aibă un profil de lucru în plan axial asemănător cu cel al piesei în stare finită. Astfel, scula poate fi sau sub formă de disc (fig. 4) sau sub formă de sferă (fig. 5).

Contactul acestor scule cu calea de rulare a semifabricatului, în absența oricăror forțe exterioare, se face într-un punct. Prin apăsarea acestora ca în figură, zona de contact se transformă dintr-un punct într-o calotă ale cărei proiecții pe un plan tangent în punctul inițial de contact capătă forma unei elipse.

Tensiunile care iau naștere în zona de contact se repartizează pe întreaga suprafață de deformare după coordonata Z a semielipsoidului tensiunilor normale construit pe această suprafață [4]. Axa mare a elipsei de contact se află pe direcția axială a inelului, adică în planul în care gradul de îmbrățișare este maxim, iar axa mică pe direcția de rulare (fig. 4 și 5).

Deși ipotezele lui Hertz nu sînt integral satisfăcute, practica arată că tensiunea maximă care ia naștere în centrul elipsei de contact se poate determina cu relația [4]:

$$\sigma_{max} = \frac{3\,P_r}{2\pi\,ab}, \text{ kgf/cm}^2, \tag{1}$$

în care:

P_r este forța normală cu care ambele corpuri sînt apăsate între ele, kgf;

a — semiaxa mare a elipsei de contact;

b — semiaxa mică a elipsei de contact.

Parametrul de bază al regimului de finisare prin deformare plastică îl constituie mărimea apăsării cu care se execută ecruisarea și care determină gradul de deformare plastică. Folosind relația (1) se poate determina mărimea acestei apăsări dacă se ia ca efort unitar σ_{max}, efortul unitar al materialului în stare ecruisată $\sigma_{E_{max}}$ a cărui valoare optimă a fost determinată experimental [6], ($\sigma_{E_{max}} = 43\ 687$ kgf/cm^2):

$$P_r = \frac{2}{3}\,\pi\cdot a\cdot b\cdot \sigma_{E_{max}}, \text{ kgf.} \tag{2}$$

Se știe că forța de apropiere pentru realizarea aceluiași efort unitar maxim σ_{max} crește cu gradul de îmbrățișare dintre corpurile în contact [4], respectiv dintre sculă și semifabricat.

Sub acest aspect, ecruisarea după o schemă ca în figura 5 comparativ cu cea din figura 4 necesită o forță radială de apropiere mai mică, pentru același efort unitar maxim $\sigma_{\max}$, asigurînd totodată și o productivitate sporită prin plasarea mai multor corpuri de rulare.

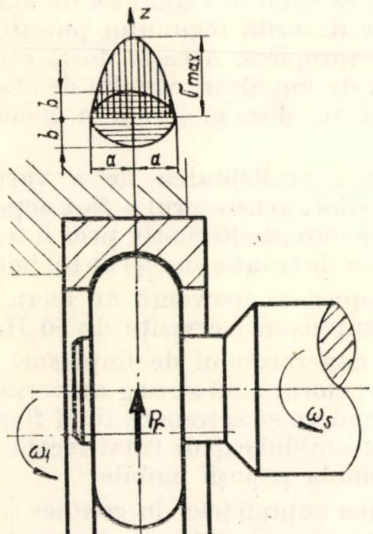

z
b
b
a
a
σ_{max}
ω_1
ω_s
P_r
C.M.344

Fig. 4

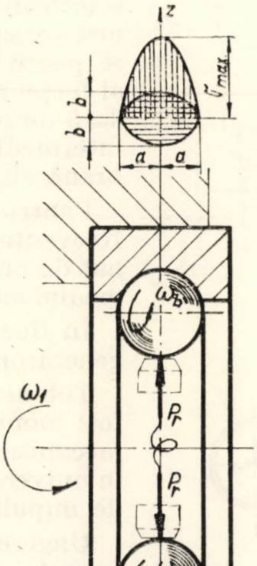

z
b
b
a
a
σ_{max}
ω_b
ω_1
P_r
P_r
ω_b
C.M.345

Fig. 5

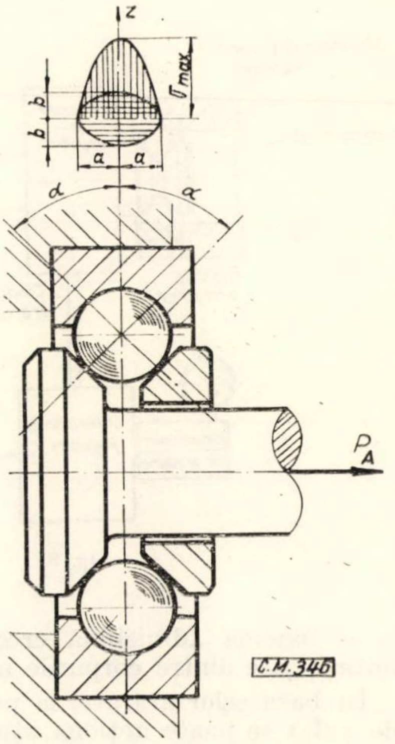

z
b
b
a
a
σ_{max}
α
α
P_A
C.M.346

Fig. 6

La adoptarea schemei din figura 5, forța radială de apropiere P_r se poate obține printr-o construcție adecvată (fig. 6) echipată cu conuri de atac concentrice și opuse. Forța de apropiere axială P_A se determină din condițiile de echilibru al forțelor aplicate (fig. 7), corespunzător unghiului de presiune α.

Dacă se neglijează forțele de frecare, forța axială de apropiere a conurilor se poate calcula cu relația :

$$P_A = \frac{n}{2} \cdot P_r \operatorname{tg} \alpha, \text{ kgf.} \qquad (3)$$

unde :

n reprezintă numărul corpurilor de rulare (bile) dispuse pe conurile de atac.

Înlocuind în relația (3) forța radială de apropiere P_r cu expresia (2), se obține :

$$P_A = \frac{\pi \cdot a \cdot b \cdot n}{3 \operatorname{ctg} \alpha}\, \sigma_{E\max}, \text{ kgf.} \qquad (4)$$

O dată determinată forța axială P_A, se poate trece la proiectarea mecanismului de acționare și a capului de rulat.

Folosind relația (2) se pot determina eforturile unitare ce apar în zona dintre conurile de atac și corpurile de rulare dispuse după axele de presiune, ale căror valori nu trebuie să depășească efortul admisibil pentru limita de proporționalitate a acestora atunci cînd între corpurile

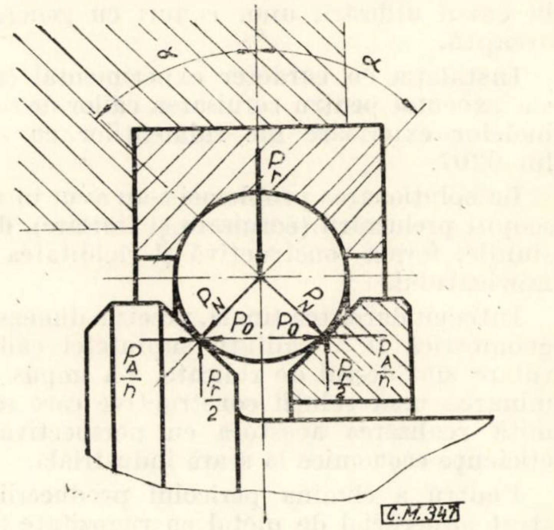

α
α
P_r
P_N
P_N
P_0
P_0
$\frac{P_A}{n}$
$\frac{P_r}{2}$
$\frac{P_r}{2}$
$\frac{P_A}{n}$
C.M.347

Fig. 7

de rulare şi calea de rulare a semifabricatului se realizează efortul unitar maxim pentru material în stare ecruisată $\sigma_{E\max}$.

La calculul acestor stări de eforturi trebuie avut în vedere următoarele concluzii care s-au desprins din cercetările anterioare [5]:

— efortul admisibil pe suprafaţa de contact variază cu $(HB)^3$;

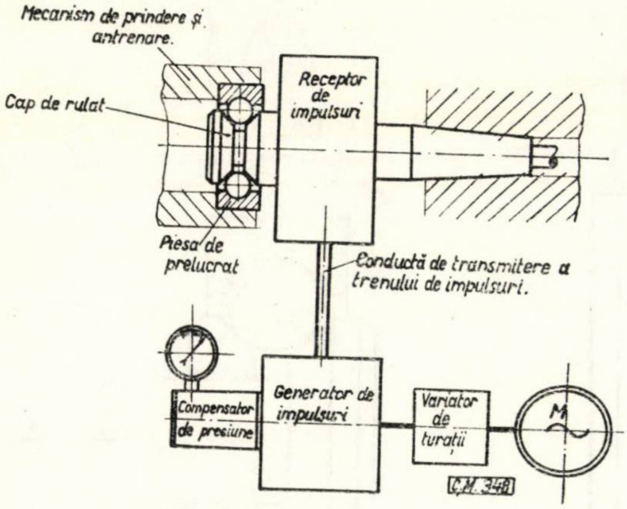


Fig. 8

— sarcina admisibilă creşte cu gradul de îmbrăţişare dintre corpurile în contact.

În baza celor arătate, la proiectarea capului de rulat se poate acţiona atît asupra durităţii corpurilor de rulare (bile, conuri) prin alegerea unor materiale convenabile la care să se aplice tratamentul termic corespunzător, cît şi asupra gradului de îmbrăţişare dintre acestea.

Pentru realizarea unui grad de îmbrăţişare favorabil între conurile de atac şi bile se pot utiliza conuri cu generatoare curbată, construcţie care asigură o durabilitate mai bună decît în cazul utilizării unor conuri cu generatoare dreaptă.

Instalaţia cu caracter experimental (fig. 8) s-a executat pentru ecruisarea căilor de rulare a inelelor exterioare ale rulmenţilor cu simbolul 6207.

La soluţionarea problemei s-au avut în vedere scopul prelucrării (ecruisare şi finisare), dimensiunile, forma constructivă şi rigiditatea semifabricatului.

Întrucît duritatea finală, precizia dimensional-geometrică şi a calităţii suprafeţei căilor de rulare sînt destul de ridicate, s-a impus determinarea unor soluţii constructive care să permită realizarea acestora cu perspectiva unei eficienţe economice la scară industrială.

Pentru a elimina pericolul producerii unui strat superficial de metal cu rugozitate şi tensiuni neomogene, s-a adoptat un cap de ecruisat cu acţiune elastică a corpurilor de rulare. Această elasticitate este asigurată de posibilitatea de deplasare axială a conului intermediar care transmite bilelor de lucru o presiune maximă constantă pe toată circumferinţa căilor de rulare.

În scopul evitării fenomenului de poligonalizare a bilelor de lucru, capul de rulare asigură o mişcare giroscopică a corpurilor de rulare, ca urmare a faptului că unul din conurile de atac se poate roti liber datorită regimului pulsator al forţei axiale de apropiere. Această forţă este dată de receptorul de impulsuri conului de atac intermediar printr-un disc mobil şi o membrană elastică.

Pentru a asigura posibilitatea de a varia frecvenţa impulsurilor, generatorul a fost acţionat de un motor cu curent alternativ prin intermediul unui variator de turaţie cu roţi de schimb.

În final, s-a adoptat ca frecvenţă de lucru a generatorului de impulsuri frecvenţa de 50 Hz.

Tot ansamblul generatorului de impulsuri a fost montat pe căruciorul unui strung universal, mecanismul de prindere şi antrenare fiind fixat în universal, iar ansamblul cap de rulat-receptor de impulsuri în pinola păpuşii mobile.

Ungerea şi răcirea suprafeţelor în contact ale corpului de rulare s-au asigurat prin acoperirea suprafeţei căii de rulare a inelului de prelucrat cu un strat subţire de bisulfură de molibden după care, în timpul rulării, pentru a evita încălzirea excesivă, s-a răcit cu jeturi de ulei mineral 302.

Rezultatele obţinute s-au concretizat astfel:

— duritatea stratului superficial a crescut cu 20—30% în raport cu cea a miezului în domeniul de duritate iniţială cuprins în limitele 42—48 HRC, pentru o durată a procesului de 30—50 s;

— calitatea suprafeţei prelucrate a crescut de la $R_a = 0{,}5\ \mu m$ (fig. 9) pînă la $R_a = 0{,}03\ \mu m$ (fig. 10);

— ondulaţia suprafeţei pe circumferinţa căii de rulare astfel prelucrate (fig. 11) s-a îmbunătăţit de asemenea substanţial faţă de cea iniţială (fig. 12).

Studiile făcute şi experienţa acumulată arată că stabilirea valorilor optime ale efortului local de compresiune $\Pi_{E\max}$ cît şi ale celorlalţi parametri ai regimului de lucru (viteză periferică, frecvenţă) se face cel mai raţional pe cale experimentală. Metoda analitică de calcul al forţei de apăsare (apropiere a conurilor) prezentată este necesară şi suficientă pentru localizarea domeniului de reglaj, cum şi pentru calculul de dimensionare a capului de rulat şi a generatorului de impulsuri.

La adoptarea forţei de apăsare, trebuie să se aleagă cea mai mică din cele la care se obţine finisarea şi durificarea necesară suprafeţei, pentru a evita fenomenul de fisurare şi exfoliere.

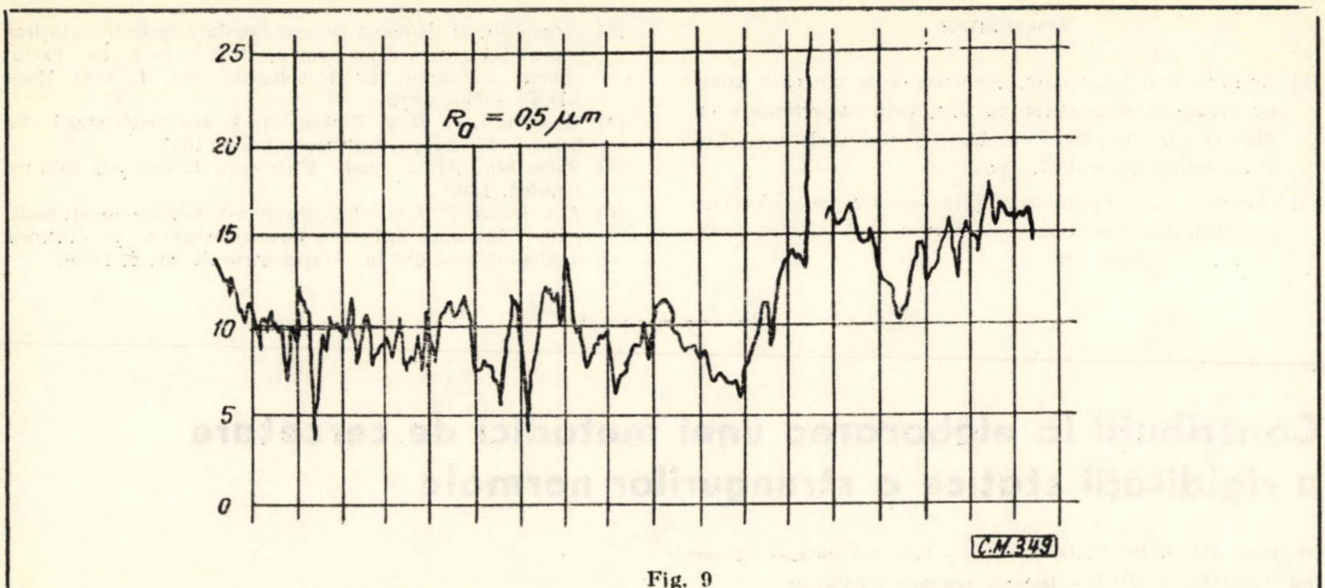


Fig. 9

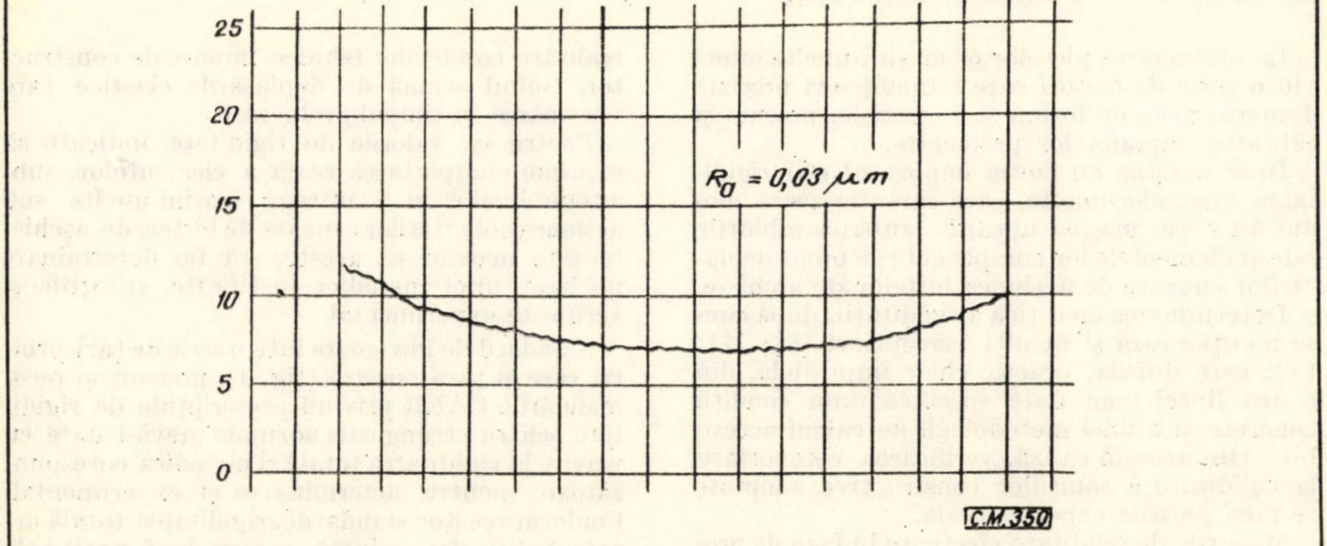


Fig. 10

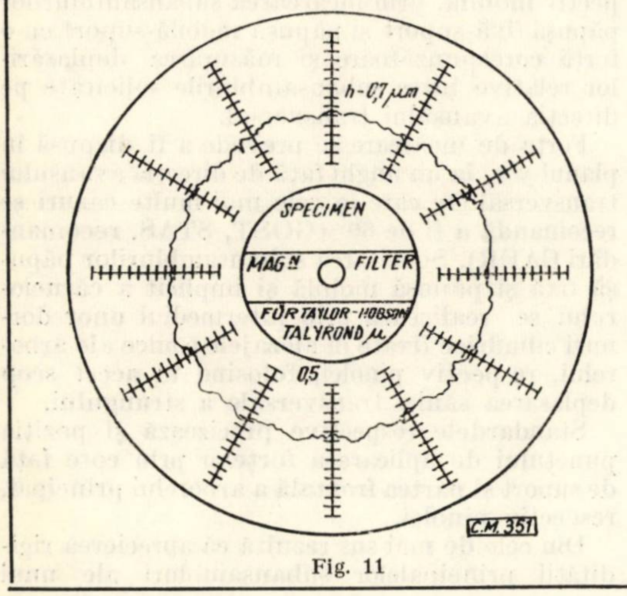


Fig. 11

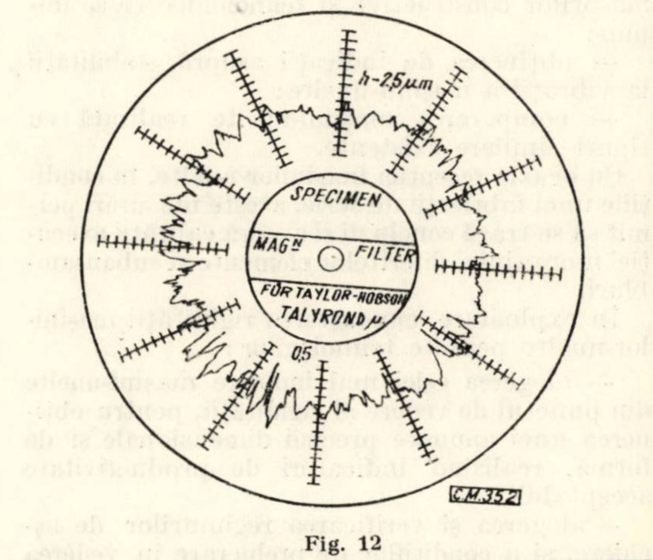


Fig. 12

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crişan, S.* şi *Secară, Gh.* Prelucrarea definitivă a căilor de rulare a rulmenţilor cu bile, prin superfinisare cu discuri abrazive. În :Bul. Inst. politehnic-Braşov, Lucrări ştiinţifice, vol. 7, 1965.

[2] *Sneider, Iu. G.* Prelucrarea prin finisare prin deformare plastică. În : Bul. Const. de Maşini, vol. 13, feb 1962, I.D.T. — Bucureşti.

[3] *Neumann, H.* Rularea de netezire duce la îmbunătăţirea suprafeţelor prin deformare plastică la rece. În : Prelucrarea metalelor. Caiet selectiv, vol. 1, sept 1963, I.D.T. — Bucureşti.

[4] *Beizelman, R. D.* şi *Tipkin, R. V.* Rulmenţi (trad. din l. rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1957.

[5] *Tolpeghin, Al.* şi colab. Rulmenţi. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[6] *Eascieriţin, P. I.* şi colab. Povîşenik dolgobecinosti podşipnikov kaceniea metodom poverhnostnovo uprocineniea noklepom vestnik. În : Maşinostroenie, nr. 6, 1968.

CZ 621.941.001.5

Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor normale

Dr. ing. Alexandru RĂDULESCU – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Constantin MICU – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Ion UNGUREANU – Institutul politehnic – Bucureşti

La prelucrarea pieselor pe maşini-unelte intervin o serie de factori care influenţează precizia dimensională, de formă şi de poziţie, precum şi calitatea suprafeţelor prelucrate.

Între aceştia, un factor important este rigiditatea maşinilor-unelte, care caracterizează modul în care maşina-unealtă, subansamblurile sale şi elementele lor componente se opun deplasărilor cauzate de acţiunea forţelor de aşchiere.

Determinarea analitică a rigidităţii, după cum se menţionează şi de alţi cercetători [6]; [7]; [8]; este dificilă, practic chiar imposibilă, din cauza lipsei unor date specifice unor condiţii concrete şi a unei metodologii de calcul accesibile. Din această cauză, verificarea comportării la rigiditate a soluţiilor constructive adoptate se face pe cale experimentală.

Măsurile de rigiditate efectuate în faza de prototip a maşinii-unelte permit :

— evidenţierea elementelor slabe şi luarea măsurilor constructive şi tehnologice ce se impun ;

— obţinerea de indicaţii asupra stabilităţii la vibraţii a maşinii-unelte ;

— compararea maşinii-unelte realizată cu tipuri similare existente.

Cu ocazia recepţiei maşinilor-unelte, în condiţiile unei fabricaţii de serie, aceste măsurări permit să se tragă concluzii şi asupra calităţii execuţiei montajului diferitelor elemente şi subansambluri.

În exploatare, cunoaşterea rigidităţii maşinilor-unelte permite tehnologilor :

— alegerea celei mai indicate maşini-unelte din punctul de vedere al rigidităţii, pentru obţinerea unei anumite precizii dimensionale şi de formă, realizînd indicatori de productivitate acceptabili ;

— alegerea şi verificarea regimurilor de aşchiere, şi a condiţiilor de prelucrare în vederea realizării condiţiilor tehnice impuse de constructor, ţinînd seamă de deplasările elastice care vor apărea în timpul prelucrării.

Pentru ca valorile de rigiditate indicate să exprime comportarea reală a elementelor, subansamblurilor şi a întregii maşini-unelte sub acţiunea solicitărilor cauzate de forţele de aşchiere, este necesar ca acestea să fie determinate pe baza unei metodici justificate ştiinţific şi verificate experimental.

Standardele în vigoare într-o serie de ţări printre care şi ţara noastră (fig. 1), precum şi recomandările CAER privind prescripţiile de rigiditate pentru strungurile normale prevăd date cu privire la rigiditatea totală şi metodica corespunzătoare pentru determinarea ei experimental. Conform acestor standarde, rigiditatea totală urmează să fie determinată pentru două poziţii ale suportului portcuţit, şi anume, la păpuşa fixă, respectiv mobilă, prin încărcarea subansamblurilor păpuşă fixă-suport şi păpuşă mobilă-suport cu o forţă corespunzătoare şi măsurarea deplasărilor relative între subansamblurile solicitate pe direcţia avansului transversal.

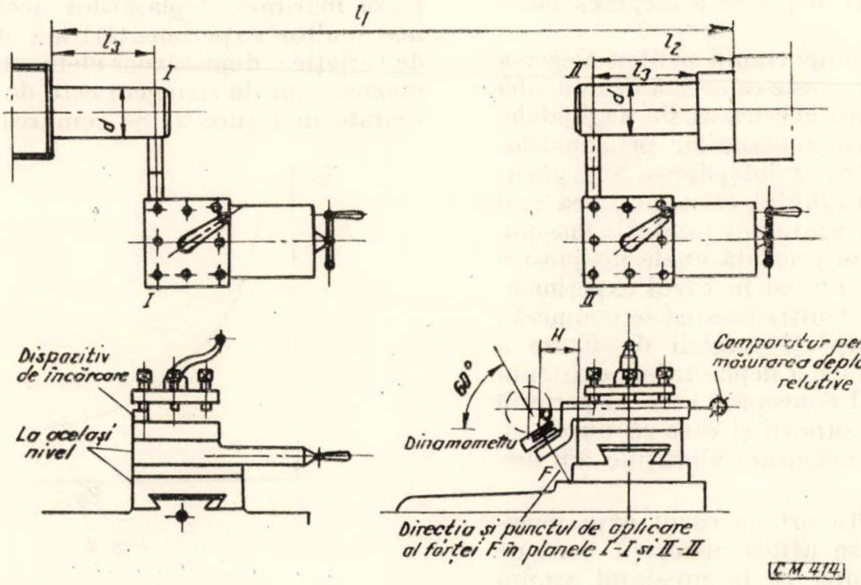
Forţa de încărcare se prevede a fi dispusă în planul *yoz*, la un unghi faţă de direcţia avansului transversal *Oy* care în cele mai multe cazuri se recomandă a fi de 60° (GOST, STAS, recomandări CAER). Solicitarea subansamblurilor păpuşă fixă şi păpuşă mobilă şi implicit a căruciorului se realizează prin intermediul unor dornuri cilindrice fixate în alezajele conice ale arborelui, respectiv pinolei, folosind în acest scop deplasarea săniei transversale a strungului.

Standardele respective precizează şi poziţia punctului de aplicare a forţelor prin cote faţă de suport şi partea frontală a arborelui principal, respectiv pinolei.

Din cele de mai sus rezultă că aprecierea rigidităţii principalelor subansambluri ale unui strung normal urmează să se facă pe baza deplasărilor relative dintre suport şi dornul fixat în arborele principal, respectiv pinolă.

Metodica preconizată de majoritatea standardelor cunoscute, printre care şi STAS, prezintă cîteva neajunsuri, astfel :

— determinarea deplasărilor se efectuează la dornul din arborele principal, respectiv pinolă, deplasarea măsurată însumînd şi deplasările dornurilor ; aceasta poate duce la rezultate eronate, mai ales, în cazul cînd strunguri cu acelaşi diametru maxim de prelucrare prezintă conuri de dimensiuni diferite ;



l_1
l_3
I
δ
I
l_2
II
l_3
δ
II
Dispozitiv de încărcare
La acelaşi nivel
60°
H
Comparator pentru măsurarea deplasărilor relative
Dinamometru
F
Direcţia şi punctul de aplicare al forţei F în planele I-I şi II-II
C.M. 414

Fig. 1

— rigiditatea principalelor subansambluri ale strungului este influenţată de momentele cu care sînt strînse elementele lor componente (de ex. : strîngerea pinolei, strîngerea păpuşii mobile pe batiu, strîngerea suportului schimbabil etc.) ; în metodica amintită nu se fac referiri asupra mărimii momentelor de strîngere ale subansamblurilor pentru care urmează să se facă determinările de rigiditate ;

— rigiditatea păpuşii fixe variază cu temperatura acesteia ; metodica nu prevede temperatura la care urmează să se facă determinările de rigiditate (la rece sau la temperatura de regim).

Valorile de rigiditate obţinute după metodica de mai sus permit o apreciere de ansamblu a maşinilor-unelte, suficientă pentru exploatarea maşinii, însă insuficientă pentru constructorul maşinii-unelte. Constructorul de maşini-unelte, pe lîngă valorile de rigiditate totală astfel determinate, mai este necesar să cunoască şi alte probleme legate de construcţia şi funcţionarea maşinii construite, printre care :

— rigiditatea fiecăruia dintre principalele subansambluri ale strungului ;

— ponderea rigidităţii fiecărui element component al subansamblului în rigiditatea acestuia ;

— modul de variaţie a rigidităţii principalelor subansambluri în funcţie de momentele de strîngere a diferitelor elemente ale acestuia în vederea prevederii construcţiei cu mijloace de strîngere adecvate ;

— modul de variaţie a rigidităţii păpuşii fixe cu temperatura.

De asemenea, schema de încărcare recomandată de standarde nu permite realizarea componentei axiale F_x, care, după cum este cunoscut, îşi manifestă influenţa îndeosebi asupra deplasărilor subansamblului cărucior şi asupra carcasei păpuşii fixe. Apare deci necesitatea evidentă ca cel puţin în cazul experimentării prototipurilor, probele de rigiditate statică să se efectueze folosind scheme de încărcare care să permită solicitarea cu toate cele trei componente ale forţei de aşchiere. În acest caz, condiţiile de experimentare vor fi mai apropiate de cele reale în care maşina-unealtă este solicitată. O asemenea recomandare însă implică existenţa unor dispozitive adecvate pentru încărcare care, de regulă, prezintă construcţii complicate.

Ţinînd seamă de observaţiile menţionate mai sus, s-a considerat necesar să se elaboreze o metodologie care să corespundă cît mai pe deplin necesităţilor.

În cadrul metodicii preconizate condiţiile de încărcare sînt cele prevăzute de STAS 6869-63. De precizat că încărcarea în alte condiţii decît cele prevăzute de STAS nu afectează cu nimic metodica elaborată.

Forţa de încărcare se propune a se realiza prin intermediul unui dispozitiv de construcţie specială fixat în suportul portcuţit, eliminîndu-se astfel necesitatea de deplasare a săniei transversale în vederea realizării forţei. În acest caz, devine posibilă măsurarea deplasărilor, independent pentru fiecare subansamblu al strungului. Un astfel de dispozitiv ar putea fi cel prezentat în [10].

O importanţă deosebită pentru precizia măsurării deplasărilor subansamblurilor şi a elementelor lor componente o prezintă alegerea bazei de măsurare.

Condiţia cea mai importantă pentru alegerea unei baze de măsurare este ca aceasta să nu aibă deformaţii proprii sau acestea să fie neglijabile. În cazul măsurării deplasărilor principalelor subansambluri ale strungului (păpuşă fixă, păpuşă mobilă şi subansamblul cărucior), cea mai indicată bază de măsurare este fundaţia maşinii. Alegerea acestei baze prezintă unele neajunsuri care o fac aplicabilă numai în cazul experimentărilor de laborator. Dintre acestea se enumeră : necesitatea unor suporţi speciali de fixare a aparatelor de măsurare a deplasărilor, existenţa unei fundaţii special concepută care să permită amplasarea acestor suporţi şi care să nu transmită aparatelor de măsurare vibraţiile din mediul înconjurător.

De cele mai multe ori, în cazul experimentărilor industriale, se utilizează drept bază de măsurare batiul, după ce în prealabil asupra acestuia s-au făcut verificări geometrice în stare încărcată, care au dovedit că deformaţiile lui proprii nu pot denatura rezultatul măsurărilor. Aparatele de măsurare pot fi fixate direct pe batiu sau prin intermediul unor dispozitive adecvate.

Aceste dispozitive pot lipsi în cazul că se utilizează suporţi magnetici care pot fi amplasaţi pe pinola păpuşii mobile, în cazul în care măsurările se efectuează la păpuşa fixă sau pe păpuşa fixă cînd măsurările se fac la păpuşa mobilă. În acest caz, se exclud dispozitivele speciale şi se simplifică măsurările.

Pentru a determina mărimea deplasărilor unor elemente componente ale subansamblurilor strungurilor în deplasarea totală, este necesar să se facă măsurări ale deplasărilor punctului în care s-au măsurat în prealabil deplasările totale ale subansamblului, în raport cu elementele respective, pe direcţia de măsurare.

Suporţii împreună cu aparatele de măsurare materializează elementul pe care sînt amplasate pînă în punctul de măsurare. Pentru ca măsurările să reflecte realitatea este necesar ca elementul folosit drept bază de măsurare să aibă deformaţii elastice proprii neglijabile, deplasările subansamblului provenind în marea lor majoritate din deformaţiile din îmbinări. Acest caz este frecvent întîlnit, majoritatea elementelor maşinilor-unelte avînd rigidităţi proprii ridicate. În caz că unul dintre elemente nu are o rigiditate suficientă, pentru micşorarea erorilor de măsurare, se adoptă drept bază de măsurare elementul de suprafaţă avînd poziţia cea mai apropiată de suprafaţa de îmbinare cu elementul precedent. Astfel, presupunînd că rigiditatea corpului suportului portcuţit din figura 9 ar fi mică, poziţia de amplasare a suportului aparatului de măsurare nu ar mai fi 2 ci 2'.

După cum s-a mai arătat, mărimea momentelor de strîngere a diferitelor elemente influenţează mărimea deplasărilor acestora. În urma mai multor experimentări s-a stabilit că legea de variaţie a deplasărilor elementului cu variaţia momentului de strîngere este de tipul celei prezentate în figura 2. Se remarcă că deplasările scad rapid cu creşterea momentului de strîngere pînă la o valoare M_{opt}. Creşterea în continuare a momentului de strîngere nu mai influenţează practic asupra mărimii deplasărilor. Această valoare a momentului de strîngere a fost numită moment de strîngere optim şi constituie valoarea momentului de strîngere pentru care se recomandă să se facă determinările de rigiditate. Este necesar să se verifice dacă prin mijloacele ce stau la dispoziţia muncitorilor este posibilă realizarea acestor valori.

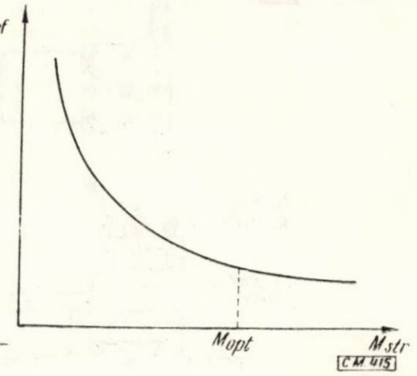


Fig. 2

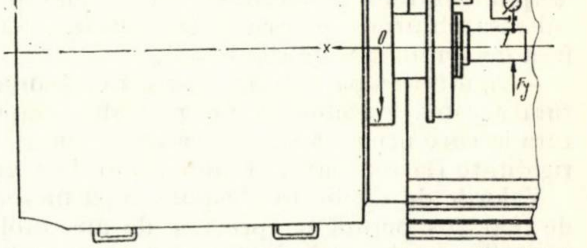


Fig. 3

Metodica de cercetare a rigidităţii păpuşii fixe. Schema de măsurare a deplasărilor la păpuşa fixă este prezentată în figurile 3 şi 4.

Deplasările păpuşii fixe faţă de baza de măsurare (în cazul din figură — batiul) pe direcţiile *Oy* şi *Oz* se măsoară în punctele *1* şi *2* cu suporţii aparatelor în poziţiile *3* şi *6*.

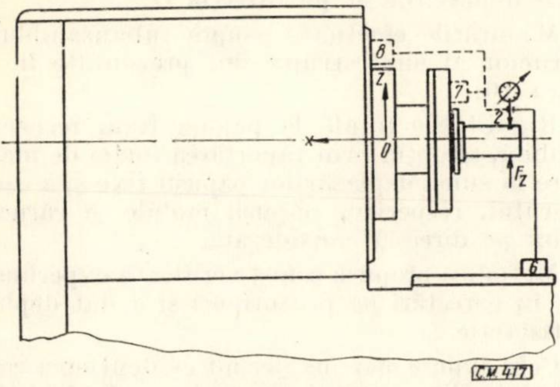


Fig. 4

Deplasările cu care participă elementele păpuşii fixe în deplasarea totală se determină astfel:

— deplasările arborelui principal împreună cu rulmenţii pe direcţiile *Oy* şi *Oz* rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare avînd suporţii în poziţiile *5* şi *4* pentru *Oy* respectiv *8* şi *7* pentru *Oz*;

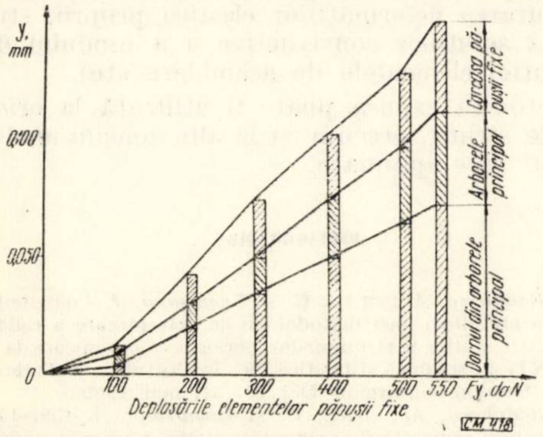


Fig. 5

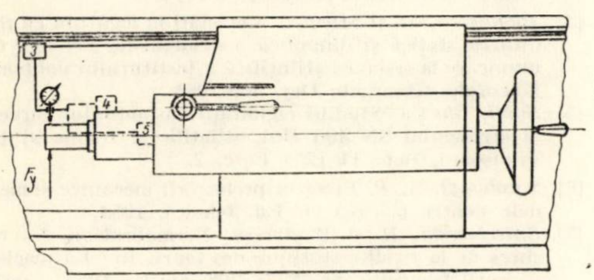


Fig. 6

— deplasările carcasei pe direcţiile *Oy* şi *Oz* rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare avînd suporţii în poziţiile *3* şi *5* pentru *Oy* respectiv *6* şi *8* pentru *Oz*.

Pentru a pune în evidenţă influenţa temperaturii asupra rigidităţii păpuşii fixe, măsurările se efectuează atît în stare rece, cît şi la temperatura de regim.

În cazul efectuării măsurărilor asupra păpuşii fixe a unui strung, conform metodei expuse, s-au obţinut rezultatele prezentate în figura 5.

Metodica de cercetare a rigidităţii păpuşii mobile. Schema de măsurare a deplasărilor la păpuşa mobilă este prezentată în figurile 6 şi 7.

Deplasările păpuşii mobile faţă de baza de măsurare (în cazul din figură batiul) pe direcţiile *Oy* şi *Oz* se măsoară în punctul 1 şi 2 cu suporţii aparatelor în poziţiile 3 şi 6.

Deplasările cu care participă elementele păpuşii mobile în deplasarea totală se determină astfel:

— deplasările dornului pe direcţia *Oy* şi *Oz* cu aparatele de măsurare avînd suporţii în poziţiile *4*, respectiv *7*;

— deplasările pinolei păpuşii mobile pe direcţiile *Oy* şi *Oz* rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii în poziţiile *5* şi *4* pentru O*y*, respectiv *8* şi *7* pentru *Oz*;

— deplasările corpului păpuşii mobile pe direcţiile *Oy* şi *Oz* rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii în poziţiile *3* şi *5* pentru *Oy*, respectiv *6* şi *8* pentru *Oz*.

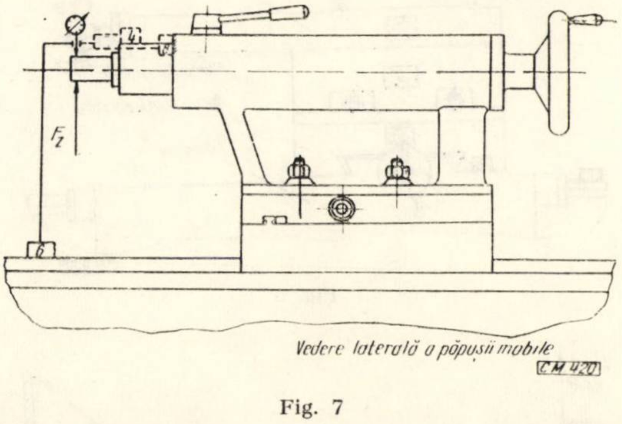


Fig. 7

Astfel, în cazul efectuării măsurărilor la păpuşa mobilă a unui strung s-au obţinut rezultatele prezentate în figura *8*.

Metodica de cercetare a rigidităţii subansamblului cărucior. Schema de măsurare a deplasărilor la subansamblul cărucior este prezentată în figura 9, dreptunghiurile haşurate reprezentînd poziţiile în care se dispun suporţii magnetici ai aparatelor de măsurare.

Deplasările spatelui cuţitului în punctul 1 (de măsurare) pe direcţia *Oy* se măsoară cu aparatul de măsurare cu suportul în poziţia *7*.

Deplasările cu care participă fiecare element al subansamblului cărucior în deplasarea totală se determină astfel:

— deplasările cu care participă suportul schimbabil se obţin prin amplasarea în poziţia *2*, a suportului magnetic al aparatului de măsurare care înregistrează deplasările în punctul *1*;

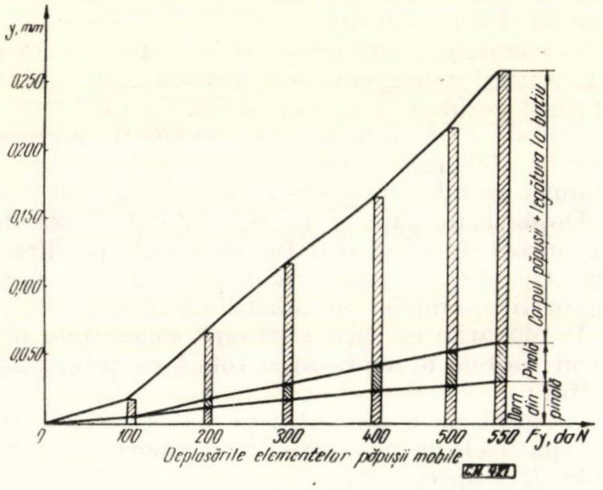


Fig. 8

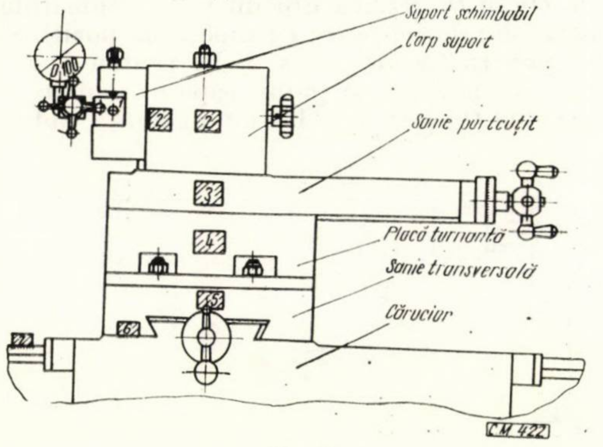


Fig. 9

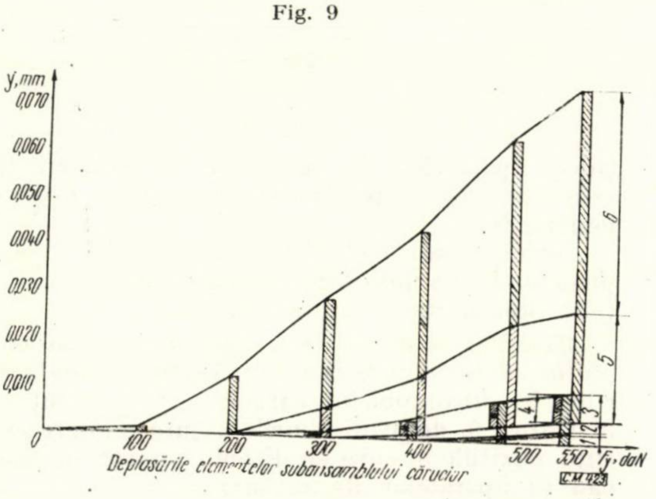


Fig. 10

1 – suportul schimbabil; *2* – corpul suportului; *3* – sania portcuţit; *4* – placă turnantă; *5* – sania transversală; *6* – cărucior.

— deplasările corpului suportului portcuţit rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii în poziţiile *3* şi *2* care măsoară deplasările în punctul *1*;

— deplasările săniei portcuţit rezultă din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii în poziţiile *4* şi *3* etc.

Avînd aceleaşi baze de măsurare pot fi măsurate deplasările şi pe direcţia *Oz*.

Măsurările efectuate asupra subansamblului cărucior al unui strung sînt prezentate în figura 10.

Rigidităţile totale la păpuşa fixă, respectiv mobilă, se obţin prin raportarea forţei de încărcare la suma deplasărilor păpuşii fixe şi a căruciorului, respectiv, păpuşii mobile şi căruciorului pe direcţia considerată.

Metodica propusă a fost verificată experimental în cercetări pe prototipuri şi a dat deplină satisfacţie.

Cele expuse mai sus permit evidenţierea comportării din punctul de vedere al rigidităţii subansamblurilor strungurilor şi elementelor lor componente, prin măsurarea deplasărilor la vîrful cuţitului.

Pentru a găsi cauzele care duc la deplasări exagerate ale unor elemente, sînt necesare cercetări suplimentare asupra elementului în cauză (măsurarea deformaţiilor elastice proprii, studierea soluţiilor constructive şi a modului de execuţie, elementele de asamblare etc).

Metodica expusă poate fi utilizată la orice tip de strung, precum şi la alte maşini-unelte de gabarite apropiate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădulescu, Al.*, *Micu, C.* şi *Ungureanu, I.* Contribuţii la stabilirea unei metodologii de determinare a rigidităţii statice a strungurilor normale. Comunicare la a XII-a sesiune ştiinţifică a Institutului Politehnic Gheorghe Gheorghiu Dej 29–31, mai 1969.

[2] *Rădulescu, Al.*, *Micu, C.* şi *Ungureanu, I.* Cercetări asupra comportării la rigiditate statică a unor strunguri de fabricaţie românească. Comunicare la a XII-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic Gheorghe Gheorghiu Dej 29–31, mai 1969.

[3] *Rădulescu, Al.*, *Micu, C.* şi *Dogărăscu, St.* Cu privire la STAS 6869-63. Strunguri normale. Prescripţii de rigiditate STANDARDIZAREA 3/1965.

[4] *Rădulescu, Al.* şi *Micu, C.* Cercetări în legătură cu rigiditatea statică şi dinamică a strungurilor SN 400. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a Institutului politehnic Gheorghe Gheorghiu Dej, mai 1966.

[5] *Savii, Gh.* ş.a. Studiul rigidităţii ansamblului cărucior al strungului SN 400 Bul. ştiinţific şi tehnic al I.P. Timişoara, tom. 11 (25) Fasc. 2.

[6] *Socolovski, A. P.* Precizia prelucrării mecanice şi metodele pentru mărirea ei. Ed. tehnică, 1954.

[7] *Sniechowski, R.* şi *Wojtyczek.* Normalisation des mesures de la rigidité statique des tours. In : La machine — outil française, nr. 197–208, aprilie 1964 —aprilie 1965.

[8] *Saljé, E.* Genauigkeit und Steifigkeit spanender Werkzeugmaschinen. In : Werkstatt und Betrieb, 3/1960.

[9] *Saljé, E.* Wärmedeformationen und Steifigkeiten bei Werkzeugmaschinen. In : Werkstatt und Betrieb 3/1967.

[10] *Rădulescu, Al.*. *Micu, C.* şi *Roşu, Al.* Brevet nr. 51319.

Documentare

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 12, 1969

V. P. Dmitrenko, I. K. Skripkin. Ia. B. Pisman şi M. S. Levit. **Creşterea durabilităţii pulverizatoarelor de injectoare pentru motoare diesel.**

Prin încercări efectuate la uzina de motoare din Iaroslavl s-a stabilit că unul dintre factorii care influenţează durabilitatea pulverizatoarelor injectoarelor este deplasarea acului. Încercările pe bancuri speciale şi pe motor au arătat că micşorarea cursei acului antrenează scăderea vitezei acestuia în momentul aşezării pe sediu, diminuînd corespunzător tensiunea de contact; de asemenea, micşorarea cursei acului determină scăderea intensităţii scăpărilor de gaze din cilindru în camera pulverizatorului, precum şi a probabilităţii de gripare sau de agăţare a acului în corpul pulverizatorului. Conform oscilogramelor ridicate pe instalaţia de alimentare a motorului IaMZ-238, la reducerea cursei s a acului de la 0,58 la 0,3 mm viteza v în momentul aşezării pe sediu a scăzut de la 3—4 la 2 m/s. După 100 h de funcţionare la $s = 0{,}45...0{,}5$ mm, s-au observat scăpări de gaze în camera pulverizatorului chiar la presiunea $p_d = 150$ kgf/cm^2 de la începutul injecţiei; la $s = 0{,}28...0{,}38$ mm scăpările au fost semnalate la $p_d = 130$ kgf/cm^2.

Încercările de evaluare a siguranţei de funcţionare a pulverizatorului la diferite valori s s-au desfăşurat pe motorul policarburant IaMZ-238 M, deoarece pulverizatoarele sînt susceptibile de a ieşi prematur din uz la funcţionarea cu benzină. S-au încercat cinci seturi de cîte opt pulverizatoare: la primul set $s = 0{,}45...0{,}49$ mm, la al doilea $s = 0{,}38...0{,}345$ mm, la al treilea $s = 0{,}25...0{,}27$ mm, iar la al patrulea şi al cincilea $s = 0{,}26...0{,}65$ mm. Primele patru seturi au fost experimentate pe motor IaMZ-238 M în regim de încercare a siguranţei de funcţionare a motorului de automobil, iar al cincilea set pe motor IaMZ-238 NB cu combustibil diesel, în regim de încercare a siguranţei de funcţionare a motorului de tractor. Cu excepţia cursei acului, parametrii pulverizatoarelor au fost identici. La fiecare 100—200 h de funcţionare s-a controlat starea pulverizatoarelor, înainte de montaj efectuîndu-se curăţarea orificiilor.

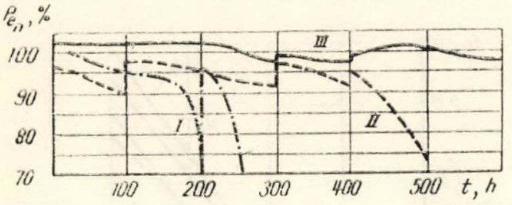


Fig. 1

În figura 1 se arată variaţia în timp a puterii efective nominale a motorului IaMZ-238 M, iar în figura 2 — variaţia secţiunii efective μf a pulverizatorului, variaţia lăţimii muchiei de sprijin h şi a creşterii cursei acului Δs, pentru acelaşi motor (*I, II, III* – numerele seturilor de pulverizatoare); s-au considerat valorile medii corespunzătoare fiecărui set. Ca în cazurile precedente, uzura pulverizatoarelor s-a majorat o dată cu mărirea cursei s şi la seturile IV şi V, fiind superioară la funcţionarea cu benzină.

Pe baza rezultatelor obţinute, s-a preconizat recomandarea de a micşora cursa s de la 0,4—0,53 pînă la 0,28—0,33 mm; valoarea minimă trebuie adoptată avînd în vedere limitarea corespunzătoare reducerii secţiunii efective de curgere. Aplicarea recomandării a permis verificarea siguranţei de funcţionare în condiţii de banc şi de exploatare pe durata de 1 500—2 000 h. S-a constatat stabilizarea apreciabilă a performanţelor motorului, fenomenul de cocsare a orificiilor fiind neînsemnat atît la funcţionarea cu motorină, cît şi la utilizarea benzinei.

Pentru micşorarea în continuare a cursei s a fost necesar să se asigure secţiunea minimă de strangulare sub conul acului prin introducerea unui con suplimentar sub muchia de aşezare sau prin mărirea diametrului canalului de sub ac.

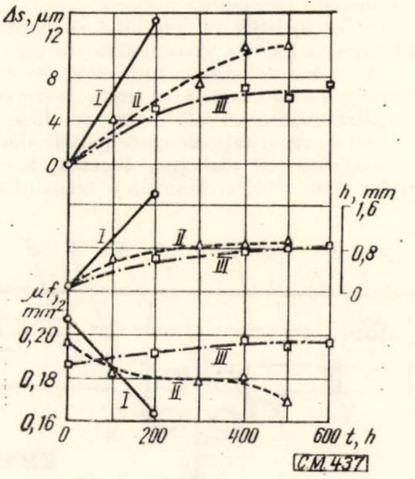


Fig. 2

Tasarea suprafeţelor de sprijin ale acului şi corpului pulverizatorului, manifestată chiar la valori s mici, a putut fi diminuată prin micşorarea masei pieselor ce participă la mişcarea acului. De exemplu, încercări pe motor IaMZ-238 NB cu durata de 650 h au demonstrat micşorarea de 1,5 ori a lăţimii muchiei de sprijin a pulverizatoarelor dotate cu ace de 12 g faţă de valoarea corespunzătoare acelor de 18 g. O influenţă însemnată asupra durabilităţii pulverizatoarelor este exercitată de jocul dintre ac şi corp. Valoarea minimă a acestui joc trebuie să asigure deplasarea liberă, evitînd gripajul; valoarea maximă este condiţionată de comportarea la turaţii şi sarcini mici, mai ales la funcţionarea cu benzină. Încercări cu jocuri de 0,7—2,5 μm au condus la agăţarea acului, evitată ulterior prin majorarea jocului la 2,7—4,5 μm.

A. A. Iurcevski, V. R. Magdesian, G. I. Gladov şi Iu. P. Borodin. **Traductor pentru oscilaţiile unghiulare şi pentru unghiul de rotaţie al roţilor conduse ale automobilului.**

Modificările constructive aduse automobilelor în procesul de modernizare (mărirea elasticităţii pneurilor şi a suspensiei, folosirea frînelor pe roţile din faţă) şi creşterea vitezei de deplasare dau naştere la oscilaţii unghiulare periculoase ale roţilor conduse din faţă. Frecvenţa oscilaţiilor roţilor conduse în jurul pivoţilor este de 8—10 s^{-1}. Oscilaţiile roţilor conduse şi salturile axei din faţă influenţează stabilitatea automobilului, determinînd alunecarea laterală a acestuia, ceea ce antrenează intensificarea uzurii pneurilor şi a organelor direcţiei. Învingerea rezistenţei la înaintare generate de oscilaţiile unghiulare necesită un consum suplimentar de energie, înrăutăţind economicitatea automobilului.

Cercetările recente în problema enunţată necesită măsurarea unghiului de rotaţie şi a oscilaţiilor unghiulare ale roţilor conduse. Folosirea în acest scop a traductoarelor potenţiometrice nu asigură precizia corespunzătoare de măsurare a oscilaţiilor de amplitudini mici. Traductoarele piezomecanice nu prezintă securitate suficientă în condiţii de umiditate sporită, fiind şi susceptibile de degradare din cauza şocurilor roţilor cu neregularităţile căii de rulare.

Colectivul laboratorului tehnico-ştiinţific al Catedrei de automobile a Institutului de automobile şi drumuri din Moscova a realizat un dispozitiv prevăzut cu două traductoare inductive diferenţiale, de sensibilitate înaltă, permiţînd măsurarea deplasărilor unghiulare de cîteva minute. Aceste traductoare nu sînt influenţate de variaţia tensiunii şi frecvenţa sursei de alimentare sau de modificarea stării mediului ambiant. Folosirea lor permite stabilirea unei corelaţii raţionale între parametrii axei din faţă şi ai direcţiei, în vederea evitării sau minimalizării oscilaţiilor unghiulare. Prin alegerea corespunzătoare a parametrilor geometrici ai elementului sensibil inductiv, se realizează caracteristica liniară a traductorului în domeniul necesar de măsură.

Dispozitivul se dispune pe pîrghiile suspensiei din faţă, fără ca montajul să implice vreo modificare constructivă sau tehnologică. El a fost utilizat în încercările de cale ale automobilului Moskvici-408. Cele două traductoare permit măsurarea oscilaţiilor unghiulare ale roţilor conduse atît faţă de poziţia lor neutră, cît şi faţă de orice poziţie determinată de cinematica suspensiei şi direcţiei. Elementele sensibile ale traductoarelor sînt identice. Semnalele transmise la un oscilograf cu două bucle permit înregistrarea unghiului mediu de rotaţie al roţilor conduse şi, respectiv, a oscilaţiilor unghiulare. Elementul sensibil este format dintr-o armătură cu trei înfăşurări: o înfăşurare mediană de tensiune alternativă la frecvenţă înaltă (30 V, 400 Hz) şi două înfăşurări receptoare a forţei electromotoare de inducţie.

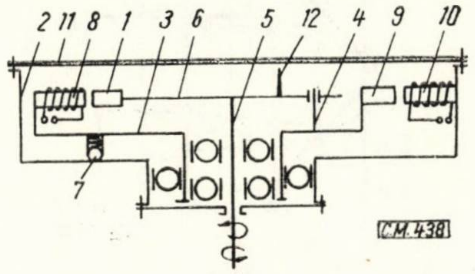


Fig. 1

Schema cinematică a dispozitivului este prezentată în figura 1. Circuitul magnetic al fiecărei armături este izolat în partea capetelor libere ale miezurilor de indusul *1* şi respectiv *9*; între indusuri şi armăturile corespunzătoare *8* şi *10* există un joc de 0,5—0,8 mm. În poziţia neutră a indusului (simetric faţă de înfăşurări), forţele electromotoare din cele două înfăşurări receptoare sînt egale şi de semn contrar, astfel încît nu se emite semnal. La devierea indusului în stînga sau în dreapta, se modifică jocul dintre el şi miezurile înfăşurărilor receptoare, rezistenţele magnetice respective fiind astfel modificate. Ca urmare, are loc variaţia forţelor electromotoare recepţionate, fiind emis semnalul proporţional cu deviaţia indusului.

În corpul *2* este montată pe rulmenţi platforma *3*. De platformă este solidarizat discul *4*, în partea centrală a platformei fiind montat pe rulmenţi axul *5* cu vectorul *6*, care are o fantă circulară. Deplasarea platformei este limitată la deviere de opritorul *7*. Pe platformă sînt dispuse armătura *8* a traductorului pentru oscilaţii unghiulare şi indusul *9* al traductorului pentru unghiul de rotaţie. Indusul *1* al primului traductor este fixat pe sectorul *6*, iar armătura *10* a celuilalt traductor este plasată pe peretele interior al corpului *2*. Axul indicator *12*, solidar cu sectorul *6*, marchează stabilirea poziţiei neutre pe o scală dispusă pe capacul *11*.

La începutul încercării se aşază indusurile traductoarelor în poziţia neutră, roţile automobilului fiind orientate conform deplasării rectilinii. În timpul acestei deplasări, oscilaţiile executate de roţile conduse se transmit prin axul *5* la sectorul *6*. Ca urmare, indusul *1* se roteşte faţă de armătura *8*, fiind emis semnalul corespunzător deviaţiei.

Rotirea roţilor cu un unghi oarecare provoacă deviaţia sectorului *6* cu acelaşi unghi. Prin intermediul discului *4*, sectorul antrenează în rotaţie platforma *3* cu indusul *9*; traductorul respectiv emite semnalul aferent unghiului executat, platforma fiind blocată în poziţia obţinută de opritorul *7*. Dacă roţile acuză oscilaţii faţă de poziţia stabilită, fanta din sector îi permite acestuia să se deplaseze împreună cu indusul *1* faţă de platforma blocată. Lungimea fantei asigură măsurarea oscilaţiilor unghiulare în domeniul ±40°.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 12, 1969

V. F. Hrolenko, I. D. Ghebel şi V. P. Vasiliev. **Uzura suprafeţei de aşezare la rectificare pe suport imobil.**

În fabricaţia de lagăre este răspîndită rectificarea fără centre pe suporţi imobili, caracterizată prin productivitate şi precizie ridicate. Dezavantajul operaţiei constă în uzarea suprafeţei de aşezare, prin frecarea inelului lagărului cu suporţii.

Pentru a studia condiţiile de apariţie a uzurii şi posibilităţile de evitare a acesteia, s-au efectuat încercări pe o instalaţie specială. Universalul electromagnetic al instalaţiei asigură rotirea inelului lagărului şi presarea lui pe suporţii imobili. Sarcina de aplicare pe suporţi este reglată prin modificarea intensităţii curentului din bobinajul universalului; dacă este necesar, se poate recurge la o sarcină suplimentară transmisă printr-o rolă în contact cu suprafaţa interioară a inelului. În suprafaţa de aşezare este vehiculat lichid de ungere-răcire.

Drept criteriu pentru evaluarea uzurii a fost adoptată adîncimea amprentei, exprimată prin diferenţa dintre înălţimile microneregularităţilor din zona de contact a inelului cu suporţii şi din afara acestei zone. S-a examinat dependenţa uzurii faţă de viteza de rotaţie a universalului (1—6 m/s), tipul lichidului de răcire-ungere, mărimea presiunii specifice pe suport (5—30 kgf/cm^2) şi materialul suportului (aliaj din VK8M, textolit, ftoroplast etc.).

S-a urmărit precizarea materialului celui mai potrivit şi a presiunii admisibile pe suport. Încercările cu soluţie de ungere-răcire cu 0,8% sodă calcinată şi 0,25% nitrit de sodiu au demonstrat variaţia după o linie frîntă a adîncimii amprentei h în funcţie de presiunea specifică p (uzură iniţială neînsemnată, urmată de variaţie liniară). Rezultatele încercărilor la viteza de rotaţie a inelului $v = 3{,}5$ m/s sînt prezentate în figura 1 (materialul suporţilor: *1* — aliaj VK8M; *2* — textolit; *3* — material izolant stratificat; *4* — placaj impregnat şi presat la cald).

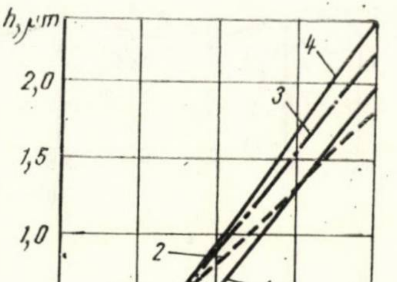


Fig. 1

Valoarea p_s corespunzătoare punctului de schimbare a pantei evidenţiază limita admisibilă a presiunii, la funcţionarea fără uzură obiecţionabilă. În figura 2 se arată dependenţa $p_0 = f(v)$, suporţii fiind executaţi tot din materialele utilizate în încercările precedente. La regimul de $p = 16$ kgf/cm^2 şi $v = 3$ m/s, uzura maximă (0,06 mm/h) a fost înregistrată de suporţii de ftoroplast; suporţii de aliaj dur nu au prezentat uzuri după aplicarea acestui regim pe durata de o oră.

Încercările cu soluţie de ungere-răcire au evidenţiat necesitatea rodării îngrijite a suporţilor pe inele etalon. Se recomandă unghiul la centru al suportului de 35—55°, lăţimea suportului de 0,5—0,75 din lăţimea suprafeţei de aşezare şi limita superioară a vitezei de rotaţie a inelului în timpul rectificării de 1,5 m/s.

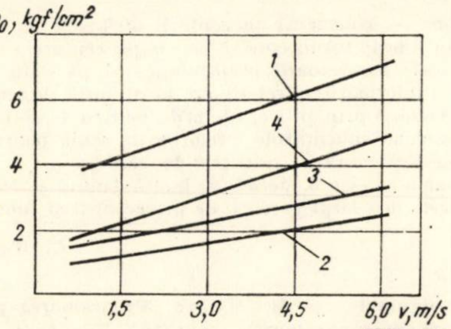


Fig. 2

Prin încercări în care s-a utilizat ulei „industrial—12" s-a stabilit că evitarea uzurii, în timpul rectificării inelelor în domeniul $v = 2\,..\,6$ m/s, implică existenţa unei pelicule între inel şi suporţi. Pentru menţinerea peliculei, s-au executat suporţii cu profilul reprezentat în figura 3 (*1* — suporţi; *2* — inelul lagărului; *I*, *II* — porţiunile profilului). La valori ale jocului cuprinse între 0,03 şi 0,05 mm, uzura este evitată pentru regimuri de $p \leqslant 15$ kgf/cm² şi $v = 2\ldots 6$ m/s.

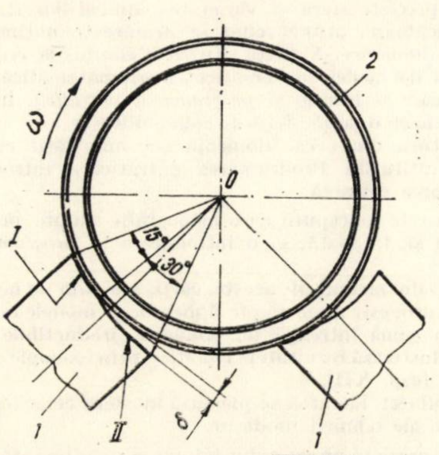


Fig. 3

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 1, 1970

N. G. Ranţev. Fabricarea burghielor prin metoda rectificării canelurilor şi cozii.

La uzina de burghie din Vilnius s-a asimilat fabricaţia bazată pe rectificarea canelurilor şi cozii burghielor, după tratamentul termic definitiv al întregului semifabricat cilindric. Încercările comparative efectuate au arătat că durabilitatea burghielor produse prin această metodă este superioară durabilităţii corespunzătoare fabricaţiei caracterizate prin frezare sau prin laminare elicoidală. Noua metodă asigură o durabilitate sporită datorită faptului că muchiile aşchietoare ale burghiului nu se decarburează în timpul rectificării, calitatea suprafeţei canelurilor fiind ridicată; în plus, metoda determină creşterea rigidităţii burghiului ca urmare a posibilităţii de mărire a cozii.

După debitarea semifabricatului, se frezează inima de antrenare, care permite orientarea convenabilă în timpul rectificării. În continuare se îndepărtează bavurile şi se efectuează tratamentul termic.

Rectificarea comportă două treceri, cîte una pentru caneluri şi pentru coadă. Pentru burghie cu diametrul de 1,5—13 mm se utilizează avansul longitudinal de 700—1 500 mm/min, la viteza de aşchiere de 44—55 m/s. Abaterea rezultată a lăţimii faţetei burghiului nu depăşeşte 0,15 mm. Operaţia este executată pe o linie automată, pe care se realizează şi corectarea suplimentară a semifabricatului. Se asigură un adaos diametral final de cel mult 0,05 mm pentru rectificarea imediat următoare a diametrului. Această prelucrare finală are rolul de a îndepărta amprentele lăsate de mandrină şi de bucşele de ghidaj în decursul rectificării canelurilor şi cozii; de asemenea, ea include şi formarea conului de atac.

Procesul tehnologic mai cuprinde detalonarea preliminară şi finală, spălare, control, conservare şi ambalare.

Pentru a obţine o rezistenţă corespunzătoare la uzură, corectarea pietrei de rectificat se efectuează cu diamant, la avansul de 0,005—0,01 mm/trecere. Profilul pietrei cuprinde două porţiuni circulare sau o porţiune circulară şi alta rectilinie.

O influenţă însemnată asupra execuţiei este exercitată de lichidul de ungere-răcire; în această privinţă firmele străine recomandă utilizarea uleiurilor fluide cu compuşi antispumanţi. În timpul punerii la punct în uzină a tehnologiei de rectificare a canelurilor, pe maşina Smarf and Brow SDFS — 250, s-au experimentat diferite variante de lichid (consum 150 l/min la presiunea de 7—7,5 kgf/cm²). Folosirea unor soluţii apoase a prilejuit apariţia de rizuri, cu lăţimea de 0,5—0,9 mm, pe suprafaţa prelucrată, şi uzarea pronunţată a pietrei de rectificat. Înlocuirea soluţiilor cu ulei „universal—12" a antrenat limitarea lăţimii rizurilor la 0,11—0,16 mm şi localizarea zonei de apariţie la muchiile canelurilor, unde rizurile pot fi îndepărtate prin rectificarea finală. Rezultate îmbunătăţite s-au obţinut prin aditivarea uleiului cu antispumanţi şi adaosuri de ameliorare a proprietăţilor unguente.

G. Z.

Recenzii

Ing. A. Constantinescu, dr. ing. C. Cosneanu, ing. N. Laşcu-Simion, ing. C. Rizescu, dr. ing. B. Rotenstein. **Indreptar de fonte şi oţeluri.** Editura tehnică, Bucureşti, 1969, 448 pag., 139 fig., 257 tab.

Problema capitală, — de a cărei rezolvare favorabilă depind în cea mai mare măsură performanţele tehnice şi economice în construcţia de maşini —, este justa alegere a calităţii materialului de folosit şi a tratamentului termic sau mecanic de aplicat în cazul particular al fiecărei piese în parte care intră în compunerea unui agregat, maşini, instalaţii etc., în vederea adaptării cît mai perfecte a proprietăţilor materialului la condiţiile specifice de solicitare la care sînt supuse în exploatare piesele respective.

Rezistenţa la rupere, limita de plasticitate, alungirea şi gîtuirea la rupere nu mai sînt suficiente pentru caracterizarea unor materiale supuse la solicitări complexe şi de naturi variate. Acestea se reflectă în alţi parametri de control, ca: rezistenţele la oboseală, la coroziune, la uzură, la şoc etc., ele trebuind să facă faţă şi unor procedee tehnologice pretenţioase, ca: sudarea, prelucrarea prin aşchiere, ambutisarea etc.

Autorii cărţii recenzate au urmărit scopul de a da informaţii din toate punctele acestea de vedere şi cît mai complete, cu cît mai multe elemente practice, care au fost oferite în lucrare atît prin textul foarte bine documentat, cît şi prin graficele (139) sau tabelele date (257) — în ansamblu un material foarte valoros atît pentru informarea cercurilor largi de ingineri şi studenţi asupra proprietăţilor materialelor feroase folosite în construcţia de maşini, cît şi pentru a-i ajuta în mod special pe proiectanţi în munca lor de mare răspundere la alegerea compoziţiei şi a stării de tratament termic, respectiv a structurii optime a materialului de construcţie destinat executării unei anumite piese, în funcţie de condiţiile particulare în care lucrează piesa respectivă.

Faţă de lucrările similare apărute anterior în ţara noastră, prezenta lucrare aduce un progres multilateral, cantitativ şi calitativ, informaţia oferită fiind foarte variată, adusă la zi în raport cu nivelul mondial al cunoştinţelor în aceste domenii, modul de prezentare fiind riguros ştiinţific, fără a restrînge, prin aceasta, cu nimic posibilitatea de a aplica nemijlocit în practică datele atît de preţioase adunate în lucrare pe baza experienţei proprii a autorilor şi a consultării unei bogate liste de 70 de lucrări de acest gen, dintre cele mai cunoscute pe plan mondial.

Materialul din carte este grupat în cinci capitole.

Capitolul I — Consideraţii privind proiectarea şi modul de utilizare a proprietăţilor aliajelor fier-carbon în proiectare, capitol deosebit de important pentru fixarea concepţiei moderne în acest domeniu, netratat încă în literatura noastră de specialitate. Se vorbeşte aici despre alegerea materialului, fenomenul de oboseală, ruperea fragilă, rigiditatea constructivă, influenţa factorilor externi, importanţa proprietăţilor tehnologice, ca: sudabilitatea, ambutisabilitatea, influenţa diferitelor forme de rezistenţe şi influenţa crestăturilor, respectiv a concentratorilor de tensiune.

Capitolul II — Fonte turnate în piese, clasificare, compoziţii, întrebuinţări pe grupe de utilizare specializate (fonte cenuşii cu grafit lamelar sau sferoidal, fonte maleabile, fonte albe şi fonte speciale).

Capitolul III — Oţeluri de uz general — tratează în acelaşi mod complex despre oţelurile de construcţie obişnuite, oţelurile tratate termic, cele rezistente mecanic la temperaturi înalte, anticorosive, refractare, oţelurile pentru automate, pentru călirea superficială, pentru nitrurare.

Capitolul IV — Oţeluri cu destinaţie precizată. În acest capitol se oferă toate informaţiile necesare despre următoarele categorii de oţeluri: oţelul pentru şuruburi şi piuliţe, pentru armarea betonului, pentru recipienţi sub presiune (tenace la temperaturi joase) pentru conducte forţate sudate, pentru arcuri, supape, construcţii navale, table de ambutisare, rulmenţi.

Capitolul V, consacrat prezentării *oţelurilor de scule,* cuprinde un subcapitol în care se face o prezentare a oţelurilor pentru scule aşchietoare propriu-zise, după care urmează expunerea informaţiilor referitoare la oţelurile de scule destinate prelucrării prin pilire, oţelurile pentru ferăstraie şi, în sfîrşit, în două subcapitole, oţelurile de scule pentru deformarea plastică la rece, respectiv la cald.

În ansamblu, este o lucrare de înaltă ţinută şi deosebit de utilă în cele mai largi cercuri de proiectanţi şi constructori.

C. Wanyorek

M. Dragomirescu, şi M. Maliţa. **Programarea pătratică. Introducere în programarea convexă.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1968, 392 pag.

În ultimul timp se observă o creştere deosebită a interesului pentru un număr mare de activităţi atrăgătoare şi semnificative, care pot fi clasificate ca *procese de decizie.* Problemele matematice apărute în studierea acestor activităţi depăşesc graniţele convenţionale ale analizei şi cer noi metode pentru o tratare reuşită.

În condiţiile creşterii complexităţii activităţii economice şi a sporirii eficienţei acesteia, metodele clasice ale calculului diferenţial şi variaţional s-au dovedit uneori valoroase şi utile în aceste noi domenii, dar sînt vădit limitate, în ceea ce priveşte sfera şi varietatea aplicaţiilor şi, cu totul nesatisfăcătoare, atunci cînd se urmăreşte obţinerea unor rezultate numerice. Această situaţie a condus la crearea unui număr de noi modele matematice şi teorii matematice moderne, printre care se înscrie şi *programarea pătratică,* instrument matematic cu o largă sferă de aplicabilitate.

Literatura din acest domeniu s-a îmbogăţit cu o nouă lucrare intitulată Programarea pătratică — introducere în programarea convexă.

Cartea este concepută ca o monografie asupra programării pătratice şi, totodată, ca o introducere în *programarea convexă.*

Principalul atribut al acestei cărţi, aşa cum ne mărturisesc înşişi autorii, este acela că oferă metode şi modele matematice pentru o gamă întreagă de probleme ireductibile la cazul liniar şi ilustrează rezultatele teoretice prin exemple economice concrete (cap. XII).

Prin subiect, lucrarea se plasează în sfera celor mai actuale probleme ale tehnicii moderne.

Cartea prezintă un deosebit interes şi se adresează matematicienilor, inginerilor şi economiştilor din cele mai variate domenii de activitate, precum şi studenţilor şi tinerilor practicieni, care doresc să se iniţieze în aceste teorii moderne.

Autorii reunesc în această lucrare un vast program de cercetare din numeroase domenii de activitate. Rezultatele cercetărilor matematice cu aplicaţii imediate, aşa cum sînt tratate aici, imprimă lucrării o frumoasă ţinută ştiinţifică,

Formularea problemelor şi bogatul aparataj matematic extins pe întreg cuprinsul lucrării, prin grija autorilor, dă cititorului posibilitatea unei înţelegeri clare şi precise a rezultatelor obţinute.

Lucrarea conţine 392 pagini, numeroase figuri, scheme logice de calcul şi tabele simplex, ordonate în 12 capitole, după cum urmează:

În capitolul I — Preliminarii matematice — care este capitolul introductiv, sînt incluse proprietăţile algebrei liniare, teoria inegalităţilor liniare, funcţii de mai multe variabile şi teoria funcţiilor convexe.

În capitolul II — Programare liniară — se prezintă cîteva modele de programare liniară privind organizarea producţiei, problema transporturilor, a aprovizionării şi alte probleme care pot fi formulate ca modele liniare, urmărind de fapt să familiarizeze pe cititori cu ideile programării matematice. Se enunţă algoritmul simplex, transformarea sa şi interpretarea economică a rezultatelor aplicării acestuia.

Capitolul III — Introducere în programarea convexă — dedicat condiţiilor Kuhn-Tucker în programarea convexă generală, constituie capitolul central al acestei cărţi, aşa cum se poate observa şi din schema logică prezentată la început. Scopul acestui capitol îl constituie extinderea în programarea convexă a proprietăţilor din programarea liniară. Acest capitol are un rol central în structura teoretică a cărţii şi subliniază unitatea principalelor rezultate ale programării convexe.

Capitolul IV — Programare pătratică — constituie o primă extensie a proprietăţilor din programarea liniară expusă în capitolul II. Majoritatea rezultatelor sînt deduse prin particularizarea celor corespunzătoare din capitolul precedent. Acest capitol este consacrat unor proprietăţi fundamentale legate de optimizarea unei funcţii pătratice cu restricţii liniare, constituind baza teoretică a metodelor de calcul dezvoltate în capitolele următoare.

Capitolele V şi VI — Algoritmul lui Beale — şi respectiv *Algoritmul simplex pentru programarea pătratică*, sînt dedicate algoritmilor simpliciali pentru programarea pătratică, adică algoritmii care folosesc metoda simplex din programarea liniară, datoraţi lui E.M.L. Beale şi respectiv P. Wolfe. Algoritmul lui Beale reprezintă o frumoasă extensie naturală a simplexului la cazul unei funcţii obiectiv pătratice. Algoritmul Wolfe (capitolul VI) este unul dintre cei mai răspîndiţi algoritmi şi se bazează în mod fundamental pe condiţiile Kuhn-Tucker în programarea pătratică, folosind simplexul pentru suboptimizări.

În capitolul VII — Algoritmul lui Hildreth şi D'Esopo — este expus algoritmul lui C. G. Hildreth şi D. A. D'Esopo şi este legat în esenţă de metoda gradientului şi se pretează deosebit de bine programării pentru calculatoare electronice.

În capitolul VIII — Algoritmul lui Theil şi Van de Panne — este prezentat algoritmul Theil-Van de Panne care este o interesantă metodă specific combinatorie pentru minimizarea unei funcţii strict convexe, cu restricţii— egalităţi liniare.

Capitolele IX şi X — Programare pătratică parametrică. Stabilitate şi respectiv *Programare pătratică în numere întregi* —sînt dedicate unor probleme speciale de programare pătratică parametrică şi programare pătratică în numere întregi în care se face şi o expunere a algoritmului datorat lui Künzi şi Oettli.

În capitolul XI — Metoda planului de secţiune — se expune un algoritm pentru programarea convexă generală, aşa-numita metodă a planului de secţiune a lui J. E. Kelley şi aplicarea sa în programarea pătratică. Scopul acestui capitol este de a pune în evidenţă atît dificultăţile introduse de neliniaritate cît şi un mod posibil de abordare a unei astfel de probleme şi de a sublinia posibilitatea abordării programelor pătratice cu metodele programării neliniare.

Capitolul XII — Aplicaţii ale programării convexe — este ultimul capitol şi este destinat cîtorva aplicaţii şi modele economice, conducînd la probleme de programare pătratică sau, mai general, convexă. Scopul acestui capitol este de a ilustra posibilităţile largi de folosire a metodelor programării matematice pentru ridicarea eficienţei activităţii economice. Modelele descrise în acest capitol au rolul de a dezvălui limitele naturale de aplicabilitate a modelelor liniare, de a exemplifica cazuri în care modelul liniar aproximează prea larg fenomenele reale şi, în acest caz, se impune luarea în considerare a unor noi factori, adică a unor ipoteze suplimentare, care conduc la probleme mai dificile, de programare pătratică sau chiar de programare convexă generală, a căror rezolvare necesită folosirea calculatoarelor electronice.

Fiecare capitol al lucrării este însoţit de comentarii şi de o bogată bibliografie judicios sistematizată.

Lucrarea este temeinic elaborată şi bogat ilustrată prin foarte multe tabele, diagrame şi aplicaţii importante şi atractive, devenind astfel deosebit de interesantă pentru specialişti în probleme de programare matematică.

V. Zbârcea

I. STĂNESCU şi V. TACHE. **Dispozitive pentru maşini-unelte.** Bucureşti, Editura tehnică, 1969, 723 pag.

Lucrarea face parte din noua serie privind tehnologia construcţiilor de maşini apărută în Editura tehnică şi se referă la proiectarea şi construcţia dispozitivelor utilizate pe maşini-unelte.

Partea întîi tratează despre elementele dispozitivelor şi alegerea lor.

După un capitol introductiv, destinat principiilor de bazare şi fixare a pieselor, se prezintă elementele de aşezare folosite pentru rezemarea şi orientarea semifabricatelor în dispozitive. În primul rînd sînt enumerate reazemele principale pentru baze plane şi curbe. În continuare se trece la reazemele auxiliare cu autoaşezare şi cu aşezare ulterioară.

Capitolul 3 se ocupă de elemente şi mecanisme de strîngere. Considerentele generale (rol, clasificare, scheme de strîngere) sînt urmate de examinarea mecanismelor cu pene. Pentru fiecare tip de mecanism se determină parametrii fundamentali, de exemplu forţa de strîngere. În aceeaşi manieră se analizează elementele şi mecanismele de strîngere cu excentric, cu filet şi cu arcuri. Expunerea este însoţită de numeroase date practice privind dimensiunile şi calculul organelor componente.

O dezvoltare similară caracterizează capitolul 4, care se referă la mecanisme de centrare şi fixare. Din cuprins reţin îndeosebi atenţia problemele mecanismelor cu hidroplast.

În legătură cu acţionarea pneumatică a dispozitivelor (capitolul 5) se prezintă mai întîi diferite tipuri de motoare pneumatice (cu piston, cu membrană, rotative etc.) ; descrierea este completată cu relaţii de calcul al forţei dezvoltate de motor. Capitolul mai conţine aparatajul necesar pentru comandă, reglaj şi control, pentru siguranţa exploatării, pentru pregătirea aerului comprimat. Un loc aparte este rezervat problemelor etanşării.

Capitolul 6 tratează acţionarea hidraulică a dispozitivelor. În afară de analiza componentelor respective (motoare, aparatură, conducte), sînt abordate construcţia amplificatoarelor utilizate în acţionarea pneumohidraulică şi particularităţile acţionării mecanohidraulice.

Capitolul 7 este consacrat corpurilor de dispozitive, care reunesc elementele şi mecanismele acestora. Printre preocupările din capitol se remarcă şi aspectele privind materialele şi metodele folosite la fabricarea corpurilor.

În încheierea primei părţi (capitolul 8) se prezintă metodica proiectării dispozitivelor şi alegerea variantei optime.

Consideraţiile precedente sînt aplicate în partea a doua a lucrării, care se ocupă de tipuri şi particularităţi constructive ale dispozitivelor pentru prelucrarea pe maşini-unelte, pentru asamblare şi pentru control. Astfel, construcţia dispozitivelor pentru maşini de găurit este examinată în capitolul 9, după ce se menţionează elementele lor specifice (bucşe şi plăci de ghidare). O dezvoltare amplă este dată dispozitivelor turnante, capetelor multiax şi dispozitivelor de găurit utilizate în mecanica fină, în final fiind abordate sculele auxiliare.

Aceleaşi probleme sînt reluate în capitolele 10 şi 11, referitoare la maşini de frezat şi respectiv la strunguri şi maşini de rectificat rotund ; drept aspecte particulare se disting automatizarea complexă a maşinilor de frezat şi mecanismele de copiat pe strunguri şi pe maşini de rectificat. În capitolul 12 sînt încorporate dispozitive pentru alte operaţii (prelucrarea dinţilor, broşare), precum şi pentru maşinile agregat.

După descrierea unor dispozitive şi control, se dau (capitolul 15) noţiuni despre normalizarea şi universalizarea dispozitivelor. Aceste dispozitive sînt aplicate mai ales în cazul dispozitivelor agregat, folosite la producţia de serie mică şi individuală.

Ultimele două capitole tratează etapele ulterioare proiectării dispozitivelor (fabricaţie şi exploatare), cu evidenţierea prescripţiilor de tehnica securităţii.

Prin tematica propusă, corelată cu maniera de dezvoltare, lucrarea se caracterizează printr-o deosebită actualitate, în contextul pregnant al preocupărilor pentru creşterea gradului de echipare al maşinilor-unelte cu utilaje tehnologice de construcţie raţională. Cu un atare conţinut, lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor din unităţile de proiectare, fabricaţie şi exploatare a dispozitivelor, precum şi studenţilor din învăţămîntul superior tehnic.

Gh. Zătreanu

Cronică

Cartea tehnică în domeniul construcţiilor de maşini şi utilaje în cei 20 ani de activitate

Analizînd cărţile publicate de Editura tehnică pînă acum, se observă că în domeniul construcţiilor de maşini, pîrghie importantă a industrializării ţării, au apărut peste 400 titluri, pentru toate categoriile de cititori — muncitori, tehnicieni şi ingineri.

Pentru a sprijini acţiunea partidului şi a statului de formare a cadrelor de muncitori calificaţi cu o înaltă pregătire profesională, în cadrul redacţiei Construcţia de Maşini s-au publicat numeroase cărţi de nivel elementar. Acestea au contribuit la cunoaşterea mai aprofundată de către muncitori a meseriei pe care o practică, la ridicarea calificării lor şi la iniţierea în anumite domenii teoretice. În acest sens, se pot cita cărţile cunoscute şi apreciate de cititori, intitulate ,,Cartea lăcătuşului", ,,Cartea strungarului" ş.a. În seria de lucrări dedicate ridicării calificării, întocmite pe baza indicatoarelor tarifare de salarizare, s-au editat, pe meserii, cărţi utile, ca ,,Îndreptar pentru ridicarea calificării frezorilor" sau ,,Îndrumător pentru ridicarea calificării lăcătuşilor de întreţinere şi reparaţii universale".

În ,,Colecţia de atelier", iniţiată în anul 1962, au apărut 36 de lucrări (unele dintre ele în mai multe ediţii), în care s-au prezentat, într-un stil accesibil, probleme de tehnologie şi control tehnic, cu multe date pratice, de construcţie, funcţionare, exploatare, întreţinere şi reparaţii de maşini-unelte. Dintre acestea, s-au bucurat de o bună apreciere lucrările : ,,Tehnologia ascuţirii sculelor aşchietoare", ,,Îndrumătorul rectificatorului de precizie", ,,Maşini de frezat fabricate în R.S.R." ş.a.

Pentru aprofundarea de către muncitori a noţiunilor de bază din disciplinele teoretice, legate strîns de domeniul construcţiilor de maşini, în ,,Colecţia de atelier" s-au publicat, folosind un aparat matematic simplu, lucrările : ,,Rezistenţa materialelor", ,,Mecanica", ,,Toleranţe şi ajustaje" ş.a.

Pentru cadrele medii tehnice din uzine şi institute de proiectări s-au editat numeroase lucrări, atît cu caracter tehnologic şi practic, cît şi cu caracter teoretic, care au contribuit la răspîndirea aplicării în uzine a procedeelor tehnologice şi de control moderne, la cunoaşterea construcţiei, funcţionării, deservirii şi reparării maşinilor şi utilajelor şi la ridicarea nivelului cunoştinţelor teoretice ale tehnicienilor. Dintre acestea cărţile : ,,Prelucrări electrice ale metalelor", ,,Tehnica defectoscopiei cu radiaţii penetrante", ,,Repararea şi întreţinerea maşinilor-unelte", ,,Motoare Diesel" au fost apreciate pozitiv de către cititorii cărora li se adresează.

În ceea ce priveşte cărţile de nivel superior, s-au publicat o serie de lucrări teoretice ca ,,Manualul inginerului mecanic", ,,Organe de maşini" de prof. dr. doc. ing. Gh. Manea, ,,Motoare cu ardere internă, ..Procese şi caracteristici" de prof. dr. ing. C. Aramă s.a. ,,Teoria sculelor aşchietoare" de conf. dr. ing. Duca Zoltan, premiată în anul 1969 de Ministerul Invăţămîntului s.a.

Pentru a veni în ajutorul inginerilor proiectanţi şi constructori din diverse ramuri industriale, s-au editat numeroase lucrări în care se tratează calculul şi construcţia maşinilor şi utilajelor, dintre care mai importante au fost ,,Utilaj petrolier pentru foraj şi extracţie", elaborată de un colectiv de ingineri proiectanţi de la I.P.C.U.P., ,,Maşini-unelte" vol. I de prof. dr. ing. Emil Botez ş.a.

În seria de monografii de organe de maşini, cunoscută de o masă largă de cititori, s-au publicat lucrări valoroase, apreciate şi peste hotare, referitoare la calculul şi construcţia diverselor organe de maşini. Dintre acestea pot fi citate cărţile ,,Angrenaje cilindrice" de conf. dr. ing. B. Horovitz. ,,Angrenaje melcate" de dr. ing. D. Maroş ş.a., ,,Îmbinări sudate" de prof. dr. ing. C.C. Teodorescu ş.a.

În anul 1969, în scopul unei mai uşoare urmăriri a apariţiilor lucrărilor adresate direct unei anumite categorii de cititori, Editura tehnică, prin redacţia Construcţia de Maşini, a iniţiat editarea a două serii intitulate : ,,Tehnologia construcţiilor de maşini" şi ,,Proiectarea construcţiilor de maşini", lucrările din fiecare serie fiind numerotate şi avînd prezentarea grafică unitară.

În seria de tehnologie se vor publica lucrări care prezintă probleme şi date concrete privind procesele tehnologice moderne, maşinile-unelte, S.D.V.-urile, regimurile de prelucrare, tratamentele termice etc. În această serie au şi apărut lucrări interesante, ca : ,,Noutăţi în construcţia şi folosirea maşinilor-unelte, dispozitivelor şi sculelor", ,,Dispozitive pentru maşini-unelte" şi ,,Tehnologia mecanicii fine".

Seria de proiectare îşi propune să pună la îndemîna inginerilor şi tehnicienilor proiectanţi un bogat material documentar referitor la calculul şi construcţia organelor de maşini, transmisiilor, acţionărilor de diverse tipuri, sistemelor de etanşare şi ungere etc. În acest an vor apărea, din această serie, lucrări deosebit de utile, printre care se citează ,,Raţionalizarea calculelor în proiectare" (ed. a II-a), ,,Transmisii planetare cu roţi dinţate".

Tot pentru a înlesni munca de proiectare, se vor publica colecţii de standarde comentate, dintre care a şi apărut lucrarea ,,Toleranţe şi ajustaje" şi este în curs de apariţie primul volum al lucrării ,,Organe de maşini".

Tratarea temelor lucrărilor originale la un înalt nivel tehnico-ştiinţific a devenit o caracteristică pentru cartea tehnică românească. Autorii, specialişti recunoscuţi în domeniile în care activează, nu se limitează numai la teoriile şi procesele tehnologice clasice, ci prezintă rezultatele cercetărilor proprii şi sintetizează întreaga experienţă valoroasă înregistrată pe plan mondial în domeniul respectiv. Acest fapt a fost evidenţiat de numeroşi specialişti de peste hotare, precum şi de interesul tot mai mare pe care-l manifestă editorii străini pentru traducerea cărţilor tehnice româneşti, dintre care, din domeniul construcţiilor de maşini, au văzut sau vor vedea lumina tiparului în străinătate : ,,Măsurarea vibraţiilor mecanice" de prof. dr. ing. Gh. Buzdugan, ,,Transmisii cardanice" de conf. dr. ing. Fl. Dudiţă şi ,,Calitatea suprafeţelor prelucrate "de dr. ing. Şt. Enache.

În viitor, activitatea Editurii tehnice în domeniul construcţiilor de maşini va ţine seamă de prevederile Directivelor Congresului al X-lea al P.C.R., în care se arată necesitatea dezvoltării în continuare, într-un ritm înalt, a industriei construcţiilor de maşini. Avînd în vedere că în cincinalul viitor producţia industriei construcţiilor de maşini va creşte cu 72—76 %, asigurînd circa 70 % din utilajele necesare programului de investiţii pe perioada 1971—1975, sînt prevăzute în plan apariţia unor lucrări referitoare la producţia de utilaje tehnologice complexe, la producţia diversificată de maşini-unelte, inclusiv a celor cu comandă program, la industria de mecanică fină etc.

Prin activitatea susţinută de publicare a cărţilor tehnice pe care o va duce, Editura tehnică — prin redacţia Construcţia de Maşini — va veni în ajutorul muncitorilor tehnicienilor şi inginerilor din uzine şi institute de proiectări la ridicarea calificării şi realizarea importantelor obiective economice ale viitorului plan cincinal.

M.A. Ionescu

Revista revistelor

Marine Engineer and Naval Arhitect

oct 1969

Cuplaje noi pentru motoare diesel
D.C. Bain, P. J. Baker: Elemente,, fluidice" în ingineria navală. Motorul Mitsubishi UEC 85/1800.

Torino Motori

Nov-Dec 1969

L. Giovannetti: Salonul din Torino prezintă producţia lui 1970.
F. Bernabo: Al 51-a salon al automobilului de la Torino. Noutăţi 1970: Fiat Dino Coupé şi Spider; Fiat 124 sport Coupé şi spider; Autobianchi 112; Lancia-Fulvia; Renault 12, Peugeot 304, Austin-Morris 1300 GT; Audi 100 Coupé; Volkswagen-Porsche 914; Defa Romeo GT Junior Z, BMW 2800 CS, Citroën DS 21 cu injecţie.
G. Rogliatti: Accesorii
Super cisterna Viberti JS 80
M. Fenu: Dezvoltarea automobilului sportiv. Centrul de încercări pentru anvelope Pirelli. Noile motociclete BMW R 50/5—R 65/5—R 75/5.
A. T. Costa: Secţiunea aeronautică de la Alfa Romeo.

Der maschinenbau,

nr. 10, 1969

Wambutt, H. — Construcţia de maşini în 20 de ani în R.D.G.

Garbe, E. — Ştiinţa organizatorică marxist-leninistă şi utilizarea prelucrării electronice a datelor în combinatele constructoare de maşini.

Behrendt, W. — Dezvoltarea organelor de maşini pentru mecanisme de transmitere cu roţi dinţate la 20 de ani de la crearea R.D.G.

Altschul, R. — 20 de ani de transformări în construcţia de maşini din R.D.G.

Müller, S. — Realizări în domeniul maşinilor-unelte de deformare şi aşchiere din R.D.G

Reiners, K.H. — Trei reforme ale învăţămîntului superior din R.D.G. — ştiinţa în slujba societăţii.

Kunze, G. — Tehnologia în sistemul ştiinţei socialiste a muncii.

Kohblanck, G.—Materiale auxiliare de producţie la 20 de ani de la crearea R.D.G.

Hölzig, W. — Dezvoltarea întreţinerii preventive planificate.

Maschinenbautechnik,

nr. 11, 1969

E. Stäglich, — Model turbionar pentru studiul ruperii prin rotaţie.

K.H. Förster, — Despre utilizarea motoarelor liniare ca transmisii descentralizate pentru maşinile de prelucrare.

K. Mathias, — Calculul îmbinărilor circulare de rotaţie cu reazem rigid, în diferite soluţii constructive şi la diferite sarcini.

E. Weiss, — Studiul slăbirii plăcilor circulare perforate.

H. Krzenciessa, — Asupra calculului mecanismelor cu came (tabele de calcul).

W. Kiess, — Cazul special limită al unghiului de presiune nul la roţile conice cu deplasare axială.

Suplimentul ,,Tehnica mecanismelor de transmitere".

W. Rose, — Metodă de măsurare a forţei la ghidajele cu came.

P. Iakobi, — Echilibrarea completă a forţelor de inerţie la mecanismul de ajustare cu mai multe elemente.

M. Schulze, — Proprietăţile pîrghiilor cotite dispuse individual sau în serie.

H. Nowak, — Legea de deplasare a mecanismelor de distribuţie cu supape ale motoarelor cu ardere internă.

S. Miller, şi *J. Jucha,* — Probleme ale dimensiunilor elementelor mecanismelor şi influenţa lor asupra abaterilor de poziţie.

Fertigungstechnik und Betrieb,

nr. 11, 1969

H. Kaiser, — Importanţa maşinilor-unelte cu comandă program pentru economia naţională.

F. Arlt, — Expunerea de motive — condiţie de organizare eficientă a muncii.

A. Ullmann, — Cronometrarea complexă — mijloc general de lucru pentru cercetătorii ştiinţifici şi sociologi.

K. Reichelt, — Posibilităţi de scurtare a timpilor auxiliari şi a manevrelor de cuplare la strungurile automate.

G. Hübsch, — Aspecte economice ale utilizării a 10 000 instalaţii AEMS pentru fabricarea matriţelor.

F. Ullmann, — Utilizarea analizei liniare regresive şi calculul de corelare în laboratoarele metalurgice de încercarea materialelor.

W. Geilert, — Tendinţe principale ale dezvoltării viitoare a tehnologiei din întreprinderi şi influenţa lor asupra raţionalizării teritoriale complexe.

P. Mihályfi, — Analiza intervariaţională a producţiei.

W. Klemm, — Rezultatele utilizării rolelor de corectare de diamant.

B. Lehmann, — Răcirea prin pulverizare — metodă de creştere a durabilităţii sculelor aşchietoare de aliaje dure.

A. Wolf, şi *K.H. Hofner,* — Momente şi deformaţii la răsucirea ţevilor cu nervuri.

E.I. Semenov, — Cercetarea stării de tensiune şi de deformaţie la forjarea în matriţe şi extrudare.

A. Petrov, — Utilizarea lubrifianţilor rezistenţi la temperaturi înalte şi controlul regimului termic la suprafaţa matriţei în timpul forjării.

S. Hesse, — Determinarea grafică a semifabricatelor pentru ambutisarea pieselor cilindrice.

Opinii asupra lucrării ,,Unele probleme în legătură cu noţiunea de deformare magnetică".

D. Gerbet, — Studiul metodelor de tratament superficial al aliajelor uşoare (partea a doua).

Souder

nr. 86, 1969

— Essen 1969, a VII-a olimpiadă de sudură (prima parte a prezentării recentei Expoziţii de sudură şi tăiere).

— Consideraţii asupra dezvoltării recente a productivităţii, în funcţie de evoluţia sudurii cu arc (prima parte).

— Scurte anunţuri.

G.Z.

Mécanique électricité

nr. 24, decembrie 1969

J. Chevillon şi *L. Pons*. Frecarea şi deformarea carburilor de tungsten aglomerat în contact cu piatra.

G. Schaeffer şi *H. Godet*. Studiul la temperatură înaltă a lagărelor cu alunecare greu încărcate.

F. Laurent şi *G. Manesse*. Operator de întîrziere.

P. Rapin. Aplicaţie a statisticii matematice la probleme de vibraţie ale mecanicii industriale.

L. Mazet. Micro şi macrogeometria rulmenţilor cu bile, în legătură cu comportarea lor.

x x x Informaţii.

G.Z.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 12, 1969

O.P.Ponomarev. Comanda optimă a motoarelor diesel rapide şi căile automatizării ei.

I.A. Zak. Instalaţie pentru încercarea turbocompresoarelor în regim funcţional.

V.P. Dmitrenko ş.a. Creşterea durabilităţii pulverizatoarelor de injectoare pentru motoare diesel.

E.E. Hmelniţki. Particularităţile aerodinamice şi de calcul ale ventilatoarelor de automobil.

V.A. Şcetina şi *E.V. Gracev.* Metodă indirectă de studiu al caracteristicilor statice ale microprofilului şoselelor auto.

I.N. Uspenski şi *M.I. Vaisman.* Studiul vibraţiilor de răsucire şi al sarcinilor de vîrf în transmisia autocamioanelor GAZ.

A.I. Iakovlev, A.B. Kozlovski şi *Iu. E. Safarov.* Metodă de calcul al caracteristicilor transmisiei electrice ale roţilor semiremorcilor autotrenurilor cu două elemente.

I.B. Skinder. Asupra frecării uscate şi fluide în suspensii

D.E. Kaţnelson ş.a. Frînarea automobilului cu atenuator hidraulic.

N.N. Iaţenko şi *V.S. Şupliakov.* Evaluarea comparativă a rezistenţei la oboseală a elementelor constructoare la încercările de forţare a automobilelor.

A.A. Iurcevski ş.a. Traductor pentru oscilaţiile unghiulare şi pentru unghiul de rotaţie al roţilor antrenate ale automobilului.

E.I. Natanzon. Durificarea prin călire CIF a carterelor sudate ale punţilor motoare ale autocamioanelor.

S.L. Potanin. Despre bulele de gaze din piesele turnate din aliaje de aluminiu cu conţinut ridicat de siliciu şi îndepărtarea lor.

Iu. G. Şneider, A.N. Kravţov şi *Ia. S. Feldman.* Calculul analitic şi asigurarea tehnologică a suprafeţelor date ale canalelor de ungere din suprafeţele de frecare.

F.I. Poddubiţki şi *V.I. Smirnov.* Mecanizarea complexă a strîngerii şi prelucrării şpanului de fontă.

S.M. Boikova ş.a. Far cu fază scurtă neorbitoare.

V.V. Markeev. Particularităţile constructive şi indicii funcţionali ai pompelor de benzină pentru automobile din fabricaţia firmelor vestice.

G.Z.

Stanki i instrument,

nr. 11, 1969

V.A. Avakian şi *V.G. Adjemian* — Caracteristicile dinamice ale liniei de arbore a strungului de precizie.

E.M. Iakir, G.A. Levit, B.G. Lurie — Determinarea capacităţii portante a lagărelor hidrostatice.

A.M. Fugalner, ş.a. — Analiza frecvenţei de oscilaţie a arborilor montaţi pe lagăre cu rostogolire.

I.T. Kovalev, E.V. Kiper şi *V.P. Mihailenko* — Metodă analitică de determinare a preciziei necesare a ghidajelor.

V.F. Revva şi *M. Ia. Talianker* — Lărgirea posibilităţilor tehnologice ale maşinilor de alezat cu diamant.

A.P. Ciurikov — Calculul transmisiei cu magnetostricţiune pentru rotirea organelor maşinii-unelte.

L.I. Fridman — Calculul dispozitivelor electromagnetice de strîngere.

M.S. Gorodeţki şi *G.V. Bronstein* — Convertizor ,,unghicod'' pentru sistemele de comandă numerică.

A. Ia. Poliak, B.M. Sluţki şi *V.K. Şestialtinov* — Schemă pentru reglarea prin impuls a vitezei motorului asincron scurtcircuitat.

E.M. Haimovici şi *Iu. V. Peresadko* — Jocul de forţe şi siguranţa de funcţionare la universalele automate cu trei bacuri.

M.I. Semehin — Universal cu trei bacuri cu autocentrare de rigiditate înaltă.

A.M. Koritin şi *N.K. Şaparev,* — Optimizarea strunjirii.

I.N. Ciurin — Autocompensarea erorilor de execuţie ale lagărelor axiale hidrostatice.

V.P. Mitrovici, L.R. Avanesov şi *R.S. Ciugunova* — Studiul fontei pentru piesele fundamentale ale maşinilor-unelte.

G.A. Adoian, E.C. Ghini şi *L.A. Malinina* — Corectarea deformaţiilor pieselor de fontă călite ale maşinilor-unelte.

Iu. V. Osadci — Utilizarea sculelor de oţel R 12 F4K5 la prelucrarea materialelor greu prelucrabile.

G.G. Ovumian şi *E.I. Sidorenko* — Finisarea cu cuţite a roţilor dinţate cu modul mare.

Ia. S. Izrailevici — Executarea roţilor dinţate conice cu dinţi drepţi cu avans variabil.

M.A. Botkin — ş.a. Un nou lichid de ungere-răcire.

N.N. Kurcik, V.V. Vainştok şi *G.A. Stoliarenko* — Rolul electroliţilor în lichidele de răcire-ungere.

N.F. Kiselev — Încercarea emulsiilor NGL-205 şi SDMU la găurirea oţelului.

L.I. Filina şi *P.E. Kurocikin* — Maşină de electroeroziune cu precizie ridicată pentru prelucrarea pieselor plane.

N.M. Gradusov — Mijloace moderne de automatizare în construcţia de maşini-unelte.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 12, 1969

G.E. Petruşkov. Semiautomat pentru ecruisarea dinamică a arborilor cotiţi.

B.N. Baior şi *V.D. Elianov.* Calculul puterii necesare la rectificarea interioară.

A.G. Pavlov şi *V.S. Sobolev.* Alegerea electromotoarelor pentru maşini-unelte de precizie după nivelul excitaţiei.

N.A. Kallan şi *A.I. Lapidus.* Scheme de frînare a motoarelor asincrone bazate pe scurtcircuitare prin ventil.

V.A. Iahimovici şi *O.N. Vertogradov.* Dispozitiv pneumatic pentru centrarea pieselor la montajul automat.

S.B. Fraimovici. Compensarea erorii cumulate a transmisiilor de divizare cu roţi melcate.

G.V. Jijjalkin, L.V. Matroşilin şi *E.A. Petrov.* Danturarea roţilor conice cu dinţi înclinaţi.

V.F. Hrolenko, I.D. Ghebel şi *V.P. Vasiliev.* Uzura suprafeţei de aşezare la rectificarea pe suporţi imobili.

R.R. Vainberg. Rectificarea ghidajelor.

V.L. Kosovski. Frezarea planetară de precizie a canelurilor cu freze necalibrate de nuturi.

D.V. Kojevnikov, Iu. V. Şcepetilnikov şi *I.A. Ordinarţev.* Găurirea orificiilor cu burghie cu plăcuţe de aliaj dur.

A.I. Crepov şi *L.L. Kultin.* Construcţia şi fabricaţia frezelor melc pentru roţi dinţate cu angrenare neevolventică.

V.M. Fediaeva şi *T.I. Garina.* Exploatarea raţională a burghielor cu dimensiuni mici.

I.S. Rîjov şi *N.I. Rîjova.* Calculul unghiului de aşezare al cuţitului în timpul ascuţirii.

P.A. Ţereteli ş.a. Utilizarea piepţenilor de filetat fabricate din oţel rapid cu wolfram şi molibden.

V.B. Liberman. Mecanizarea lucrărilor conform pregătirii tehnice a fabricaţiei sculelor.

N.F. Kabatov. Maşini-unelte aşchietoare prezentate la a 11-a Expoziţie europeană de utilaj pentru prelucrarea metalelor, de la Paris.

V.A. Zgurski. Dispozitiv pentru găurirea hexaedrilor.

B.L. Smolenski. Ferăstrău manual pneumo-mecanic.

x x x Noi maşini-unelte.

G.Z.

Belgique automobile,

nr. 12, 1969

Leleux, P. — Salonul de la Bruxelles, 14—25 ianuarie 1970.

Prototipul Citroen M 35 cu motor Wankel.

Două modele Triumph noi : 2000 MkII şi 250 PI Mk II.

Austin 1800 Mk 2 ,,S''.

Modele americane 1970 ale grupului Ford livrabile în Belgia.

Noutăţi la General Motors.

Asselbergs, G. — Încercarea ,,in extenso'' a modelului Opel Diplomat E.

Cornil, E. — Evoluţia pneurilor.

Produsul ,,Catalog'' al firmei Holts Producten N.V. pentru repararea defecţiunilor provocate de rugină.

Trei serii noi de şasiuri DAF.

O vizită la Dudenhof (Frankfurt) unde firma Opel continuă lucrările privind securitatea automobilului.

Informaţii S.B.I.A. şi R.A.C. des Flandres.

Tur de orizont asupra automobilului.

G.Z.

Stanki i instrument

nr. 1, 1970

Iu. A. Leghenkin. Sistem de comandă al procesului de strunjire pe linia automată de fabricaţie a arborilor.

V.S. Kaganov. Creşterea eficienţei reglajului mecanismelor de fixare a arborilor.

Iu. B. Tabacinikov şi *A.I. Minaev.* Masă rotativă pe lagăre aerostatice.

A.P. Jed şi *Iu. T. Borisov.* Durabilitatea arborilor de rectificat interior pe lagăre aerostatice.

V.T. Şmakov. Lagăr oscilant de egalizare pentru maşini-unelte de precizie.

Ia. M. Haimovici şi *Iu. A. Migai.* Calculul supapelor diferenţiale cu diafragmă pentru elemente hidrostatice închise.

L.G. Nudelman, A.P. Muratkin şi *I.V. Dorovskih.* Rigiditatea culiselor şepingului model 7 V 36.

M.E. Golf ş.a. Transmisia electrică reversibilă utilizată la mecanismele avans şi la deplasările maşinii de alezat prin coordonate.

Ia. B. Rozman. Surse de alimentare pentru maşini de prelucrare electrochimică şi anodomecanică.

V.I. Kaminski şi *E.M. Kotin.* Durabilitatea electrică a întrerupătoarelor de cap de cursă cu acţiune directă.

L.T. Stern. Metode moderne de formare a organelor maşinilor-unelte.

I.E. Fraghin, A.A. Fomin, şi *A.E. Matveev.* Honuirea cămăşilor de cilindru călite cu discuri abrazive cu granulaţie mare.

M.D. Flid. Rectificarea elastică cu diamant a plăcilor poliedrice de aliaj dur.

M.Z. Milştein, L.S. Kerbikov şi *G.P. Vdovin.* Rectificarea cu diamant a dinţilor şeverelor de aliaj dur.

N.G. Ranţev. Fabricarea burghielor prin metoda rectificării canelurilor şi cozii.

G.P. Mostalighin, A.I. Semakin şi *V.M. Ianko.* Durabilitatea roţilor dinţate fabricate prin rulare la rece.

A.A. Şapiro şi *S.F. Frolov.* Tensiuni în fonta maleabilă după rodaj.

A.E. Isakov şi *V.N. Komissarjevskaia.* Metodă de determinare a cantităţii de metal îndepărtat la aşchiere.

A.D. Makarov şi *L.Ş. Şuster.* Alegerea regimurilor de aşchiere la strunjirea de finisare.

A.B. Kondratiev şi *I.F. Dubrovin.* Prelucrarea aliajelor de titan cu freze-deget de aliaje dure.

I.V. Harizomenov şi *Iu. A. Ptaşenciuk.* Controlul de la distanţă al dimensiunilor la strunjire.

E.D. Petrov. Freză-melc globoidă modificată cu dinţi raportaţi.

V.V. Zaiţev. Formule de calcul simplificat al conicităţii dinţilor şi golurilor roţilor conice cu dinţi drepţi.

S. Iu. Budghinas ş.a. Calibru reglabil pentru controlul formei orificiilor din piese cu gabarite mari.

S.I. Fişgol. Dispozitive cu şoc hidraulic pentru strîngerea piuliţelor.

L.V. Margolin. Transmisie planetară şurub-piuliţă cu role filetate.

M.S. Iuşcenko. Tratamentul termic al arborilor principali ai maşinilor-unelte, fabricaţi din oţel 45.

V.S. Zagurski. Dispozitiv pentru măsurarea evolventelor prin metoda coordonatelor.

P.A. Bîkov. Tratamentul chimico-termic al preselor de formare utilizate la uzinarea maselor plastice.

K.I. Boriaev. Norme de timp tipizate la rectificarea sculelor aşchietoare.

x x x Noi maşini-unelte.

G.Z.

Maşinostroitel,

nr. 11, 1969

Activitatea creatoare a constructorului de maşini.

Trecerea în revistă a realizărilor uzinelor patriei.

A.T. Kiriuhin — Sarcinile se transpun în viaţă.

E.V. Maionov — La sărbătorirea celei de a 50-a aniversări.

A.K. Ivanko — Lupta pentru economii.

M.P. Simonov — Cu fiecare componentă a organizării tehnico-ştiinţifice — un plan creator mai bun.

A.S. Dobroliubski — Locul de muncă al sudorului.

N.A. Aitov — Muncitorul şi maşina sa.

M.B. Turgheneva — Mărturia elocventă a progresului tehnic.

D.V. Solodovcenko şi *G.V. Rumianţeva* — Sistemul de dispecerat în conducere, control şi semnalizare.

G.B. Lurie — Rectificarea cu bandă.

V.T. Beliaev — Larga răspîndire a ascuţirii de precizie.

A.A. Sogardo, ş.a. — O nouă sculă pentru rectificarea cu diamant a fontei.

Iu. M. Kulakov şi *Iu. A. Ghelmanov* — Noi metode de debavurare a pieselor de mase plastice.

L.V. Boiţova şi *G.P. Saldaev* — Găurirea cu diamant a aliajului dur.

V.G. Lebedev — Micşorarea temperaturii în zona de aşchiere la rectificare.

A.G. Spasski şi *G.N. Smirnov* — Lipirea la temperaturi joase fără flux a aliajelor de magneziu.

E.A. Harlamov — Aplicarea acoperirilor polimerice pe siflon.

V.P. Lopuhov — Tarod pentru filetare de precizie.

A.I. Koniuh şi *A.A. Furems.* — Controlul de autor şi calitatea aliajelor.

R.N. Kolegaev şi *K.I. Melnikova* — Reparaţiile neplanificate şi normativele sistemului de reparaţii planice preventive.

V.K. Seminski — Noi dispozitive.

T.K. Vetrova — Dispozitiv pentru divizarea şaibelor de cuplaj.

O.I. Moiseenko, V.N. Bojenok şi *I.E. Mastofi* — Dispozitiv pentru măsurarea uzurii sculelor aşchietoare.

A.F. Kozlov — Îndrumar pentru lucrătorii din gospodăria de scule.

G.Z.

Traktori i selhozmaşini

nr. 7, 1969

V.A. Stolbov şi *L.M. Kopelevici* — Influenţa vitezei de deplasare asupra funcţionării tractorului cu şenile.

I.B. Barski ş.a. — Studiul regimurilor de exploatare ale tractorului viticol T-54 B.

A.F. Şkarlet — Asupra indicilor de tracţiune ai tractorului cu roţi, în regim tranzitoriu.

A.P. Biderkin — O nouă construcţie a elementului elastic hidraulic pentru suspensia tractoarelor cu roţi şi cu şenile.

F.V. Kalianov ş.a. — Alegerea parametrilor optimi ai suspensiei tractorului cu utilizarea tehnicii de calcul.

A.Ia. Olkin — Determinarea uzurii pieselor motorului Diesel D-37 M în funcţie de regimul funcţional.

V.K. Erdeli — Despre contragreutăţile arborilor cotiţi a motoarelor Diesel.

H.F. Telnov ş.a. — Asupra prevenirii depunerilor şi micşorării coroziunii în sistemele de răcire ale motoarelor Diesel.

A.S. Efremov — Căile de modernizare a încălzitorului tractorului K-700.

N.E. Reznik — Particularităţile dezvoltării construcţiei de combine pentru recoltarea furajului de fabricaţie străină.

A.L. Radoviţki — Ultrasunetul ca mediu de orientare automată a maşinilor agricole mobile şi a diferitelor organe de lucru.

O.V. Vernicev, N.A. Sokol şi *A.G. Karapetian* — Metodă Roentgen de evoluare a deplasării straturilor de pămînt.

M.I. Kan — Despre influenţa tipului de transmisie asupra aşezării tuberculelor.

A.S. Petriaşev — Despre mecanizarea recoltării inului.

G.V. Bazunov, G.P. Varlamov şi *S.N. Nikulin* — Cercetarea transportoarelor de alimentare cu două lanţuri ale împrăştietoarelor de bălegar.

P.M. Volkov, S.S. Dmitricenko şi *R.I. Burlo* — Metode de încercări rapide ale tractoarelor şi maşinilor agricole.

F.A. Frolov şi *T.A. Saltikova* — Studiul eficienţei releurilor-regulator transistorizate de contact în funcţie de condiţiile de exploatare.

L.G. Butkovskaia — Un nou GOST pentru utilajele remorcate ale maşinilor agricole.

G.T. Kleinman— Metodă-bloc de construcţie a aparaturii de măsură pentru tehnica agricolă.

V.G. Karpov şi *M.I. Konstantinovski* — Combină pentru recoltarea sfeclei de zahăr KST-3.

S.I. Barsukov, B.G. Kotliar şi *V.P. Muraviev* — Captator pentru măsurarea presiunilor înalte.

L.N. Dinin şi *A.I. Klimenko* — Împrăştietor de îngrăşăminte organice RTO-4.

V.M. Iudin ş.a. — Transportor universal cu bandă PKS-10.

A.A. Erşov ş.a. — Creşterea rezistenţei aderării straturilor bimetalului pentru cuzineţi.

A.A. Lisenkov — Utilizarea secerătoarelor autopropulsate pentru cosirea ierbii în S.U.A.

Courrier de la normalisation AFNOR

nr. 210, 1969

H. Durand. Editorial.

L. Armand. Să simplificăm viaţa cotidiană în societatea complexă pe care o creăm.

J. Fourastié. Omul străzii din anii 50, cu drept de folosire eri, beneficiar astăzi.

R. Frontard. Standardizarea şi beneficiarul.

J.P. Fourcade. Politica consumaţiei.

x x x Scurtă însemnare despre simbolul NF (normă franceză).

L. Karaimsky. Evoluţia consumaţiei în 20 de ani.

x x x Cîteva date numerice asupra standardizării.

P. Zeller. O dispoziţie statutară a standardizării franceze participarea beneficiarului.

A. Romieu. Este standardizarea umanistă?

R. Cabal. Standardizarea, producţia, consumul — punctul de vedere al producătorului.

x x x Standardizarea în legătură cu consumul, serviciile şi distribuţia.

A. Thiard. Standardele obligatorii şi rolul lor în protejarea consumatorului.

Ch. Castang. Protejarea consumatorului — aspect complementar al legislaţiei şi standardizării.

x x x Problema generală a certificării produselor în Franţa şi legea din 2 iulie 1963.

R.F. N.F. — Simbolul naţional de conformitate cu normele franceze : stadiu actual şi perspective.

R. Bez. Protejarea şi informarea consumatorului.

B. Thoré. Încercări comparative şi descriere informativă.

R. Coutris. Maşini de spălat lenjerie şi veselă.

M. Miro. Aptitudinea de utilizare a articolelor de uz casnic.

P. Opoix. Consumatorul avizat cumpără mobilă NF.

J. Poteaux. Standardizarea în sprijinul consumatorului în domeniul parchetului de lemn.

J. Jonas. Reguli de întreţinere a textilelor preconizate în Franţa de COFREET (Comité français de l'étiquetage pour l'entretien des textiles).

E. Midy. Standardizarea în sprijinul consumatorului în comerţul de textile.

G. Moulin. Spre standardizarea măsurilor de vestminte

R. Forestier. Informarea şi protejarea consumatorului în privinţa calităţii produselor agricole şi alimentare.

A. Gac. Conservarea mărfurilor prin frig.

x x x Despre standardizarea produselor agricole şi alimentare.

G. Lutier. Lumină, culoare, grafică — factori ai vieţii cotidiene.

J. Ferrière. O problemă actuală — combaterea zgomotului.

M. Delibrias. Standardizarea picturilor şi beneficiarul.

L. Henry. Navigaţia de agrement, standardizarea şi beneficiarul.

x x x Centuri de siguranţă pentru automobilişti.

x x x Scurtă bibliografie a standardizării la dispoziţia beneficiarului.

x x x Informarea directă a beneficiarului prin AFNOR şi organismele asociate la gestiunea simbolului naţional NF.

G. Lavialle. Standardizarea internaţională a problemelor de consumare.

x x x Unele publicaţii de informare a consumatorului în Franţa.

G.Z.

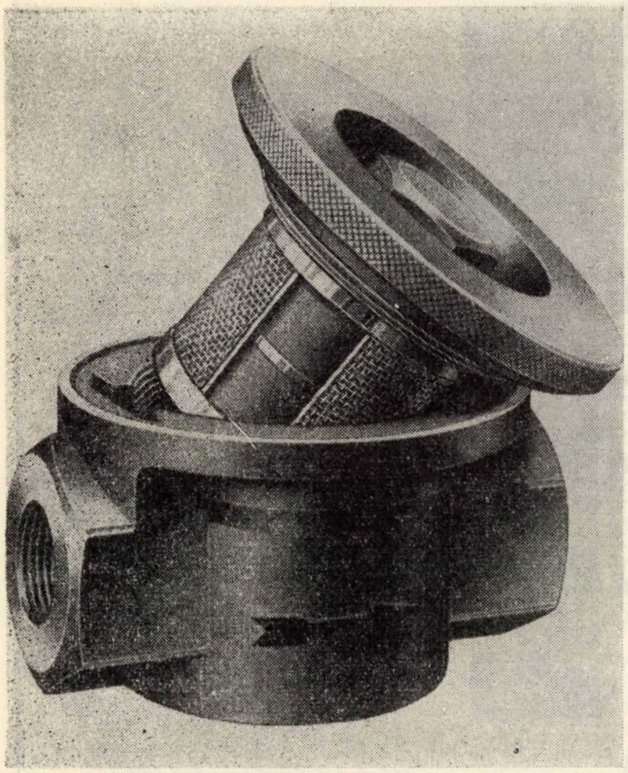
O nouă tehnică a filtrării cu filtre mecanomagnetice

Dipl.-Ing. H. Naumann, Gera

O dată cu creşterea cerinţelor, în ceea ce priveşte toleranţele tot mai fine şi calitatea suprafeţelor prelucrate în construcţia de maşini ca şi precizia tuturor părţilor mobile ale maşinilor şi securitatea funcţională a elementelor hidraulice de acţionare şi comandă, se ridică, din ce în ce mai mult, problema filtrării uleiurilor. Funcţionarea ireproşabilă a instalaţiilor de lubrificaţie şi a dispozitivelor hidraulice, ca şi a tuturor proceselor de alunecare şi frecare în cadrul maşinilor, este în mare măsură condiţionată de capacitatea filtrelor.

Construcţia şi funcţionarea filtrului trebuie să asigure o reţinere a tuturor impurităţilor de ulei, indiferent de dimensiunile granulelor, pentru ca acestea să nu pătrundă în circuitul de ungere. Este nevoie, în special, să fie îndepărtate acele impurităţi din circuit care, prin mărimea sau duritatea lor, ar putea provoca uzarea elementelor de fricţiune. Aceste cerinţe sînt îndeplinite de către microfiltrele firmei Heinrich Sommermeyer KG, Gera.

Microfiltrul ,,S" este un filtru combinat, cu acţiune mecanomagnetică, a cărui capacitate superioară de filtrare este asigurată de principiile hidrodinamice adoptate la proiectare şi construcţie. Acestea îşi găsesc expresia în soluţia constructivă prin care materialul de filtrat este condus în mod constant în jurul unui sistem de magneţi permanenţi puternici amplasaţi concentric într-o carcasă. În jurul sistemului



Microfiltru ,,S" tip MS 25 în poziție semideschisă.

magnetic se află o plasă de sită deschisă în dreptul orificiului de primire. În procesul de filtrare, acționează hidrodinamica, cinetica impurităților și energia magnetică concomitent, în direcția plasei de sîrmă cu deschidere transversală. Impuritățile sînt împinse spre această deschidere unde sistemul magnetic reține particulele feromagnetice. Particulele magnetice neferoase sînt reținute de plasă, sau depuse în ,,pîsla" îmbinată cu produse de ulei alterate, de la sistemul magnetic. Aceste caracteristici permit o construcție de dimensiuni minimale. Microfiltrul ,,S" se caracterizează, în afara unei protecții superioare de uzură, și printr-o pierdere minimală de presiune. Este de remarcat că pierderile de presiune rămîn în timpul filtrării, pînă la saturarea filtrului, aproape constante.

Dacă la tipurile de filtrare clasice eficacitatea este determinată exclusiv de dimensiunile orificiului ochiurilor și porilor din cartușul filtrant, microfiltrul ,,S" reține aproape toate impuritățile mecanice, fără limită de granulație. La primele treceri prin filtru se rețin la început particulele de impurități mari și dure din curentul de lichid, care au o acțiune directă în coroziune. La fiecare trecere filtrul epurează toate celelalte particule străine încît, în final, sînt eliminate din curentul de fluid și cele mai mici impurități, pînă sub 1 μm. Acest proces este completat prin coagularea cunoscută a particulelor feromagnetice din cîmpul magnetic.

Microfiltrele ,,S" sînt supuse unei verificări riguroase atît în laboratoarele uzinale cît și în institutele științifice și în practică. Toate aceste controale au scos în evidență calitățile acestui filtru. În comparație cu filtrul-sită cu un diametru al ochiurilor de 63 μm în circuitul de lubrifiant pe o mașină de încercare a gradului de uzură, experiența a demonstrat că folosind microfiltrul ,,S" se va realiza o reducere radicală a coroziunii. În practică microfiltrele ,,S" și-au dovedit eficacitatea în cîteva sute de domenii în mod strălucit.

Microfiltrele ,,S" se livrează în tipodimensiuni cu un debit de la 10 l/min pînă la 10.000 l/min. Nu necesită piese de schimb și se caracterizează printr-o durată de viață nelimitată. Prin aceste filtre se elimină o serie de deficiențe inerente pînă acum și apără mașinile și instalațiile contra uzurii.

MICRO S FILTER

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

Filtre mecanomagnetice de înaltă productivitate, cu acțiune anticorosivă superioară, pentru circuite de lubrifianți și circuite hidraulice de ulei.

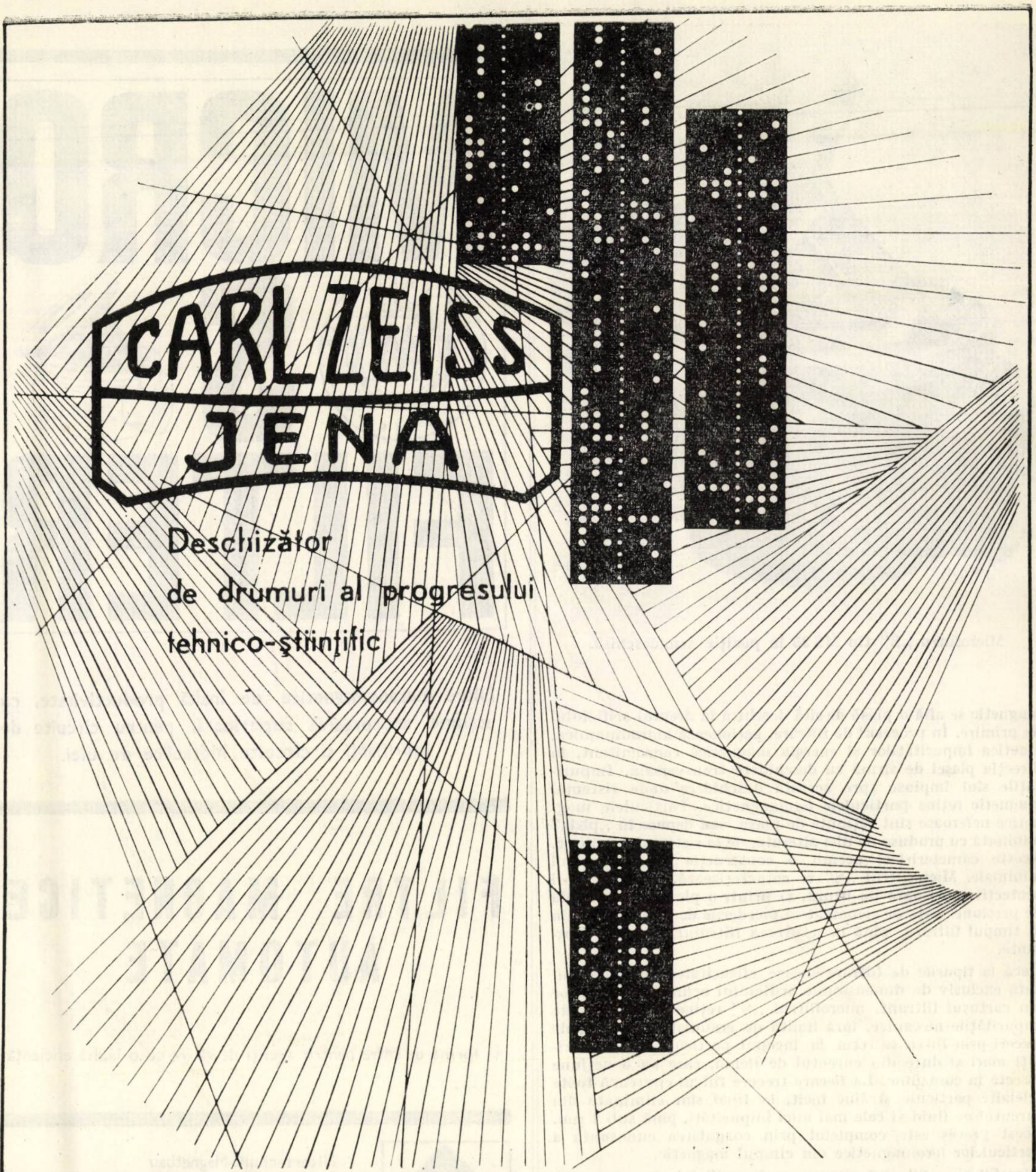
FILTRE MAGNETICE AUTOMATE

În formă de filtre pentru agenți de răcire cu o înaltă eficiență

Filtertechnik-Magnetbau
Heinrich Sommermeyer KG
R.D.G. 65. Gera, Wilhelm-Pieck-Str. 6
Telefon, 26834

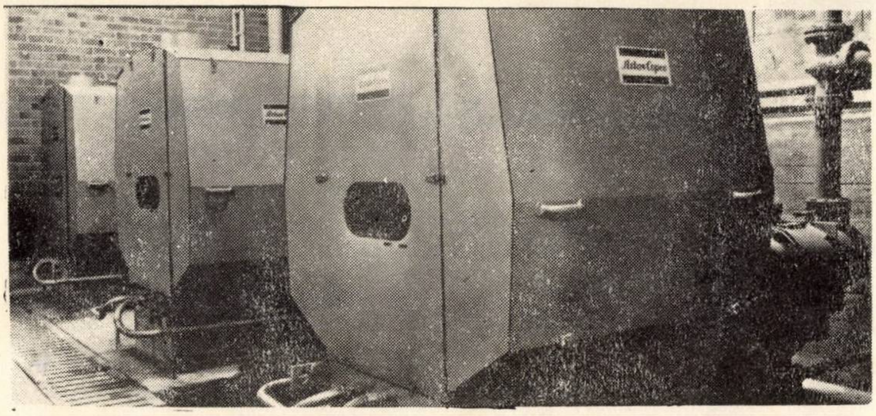
Exportator : TECHNOCOMMERZ GmbH
R.D.G. 108 Berlin, Taubenstr. 11—13
Telefon 22050

PUBLICOM


CARL ZEISS
JENA
Deschizător
de drumuri al progresului
tehnico-științific
VEB Carl Zeiss JENA
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Compresoare staţionare cu şurub pentru aer comprimat lipsit de ulei



Compresoarele ZR debitează aer comprimat complet lipsit de ulei şi în consecinţă sînt ideale pentru folosirea în industria chimică şi la producerea substanţelor farmaceutice. Chiar şi în cazul cînd nu există cerinţe speciale de aer lipsit de ulei, compresoarele ZR sînt de multe ori o soluţie alternativă avantajoasă graţie montării simplificate şi a spezelor de întreţinere reduse.

Maşinile pot fi livrate în trei dimensiuni, avînd capacităţi în intervalul de 15 – 56,6 m³/min, cu o presiune maximă de regim de 8,8 kg/cm². Toate aceste trei modele sînt compresoare cu şurub cu două trepte cu funcţionare uscată şi cu răcire prin apă.

Montare simplă

Compresorul este livrat complet şi gata pentru a fi pus în exploatare. Compresorul şi motorul sînt montate pe un cadru (batiu) din oţel fabricat care cuprinde elemente de cauciuc, amortizoare de vibraţii.

Se va aşeza cadrul direct pe un planşeu solid şi se va racorda la reţele de alimentare cu aer şi cu apă şi se va conecta la reţeaua electrică. Nu este necesar să se toarne nici un fel de fundaţii de beton, astfel încît montarea este rapidă şi implică speze reduse. Pe de altă parte, este uşor să se deplaseze compresorul într-o nouă poziţie.

Nivel de sunet redus — lipsa vibraţiilor

Întreaga maşină este înconjurată de o carcasă ce amortizează vibraţiile. Nivelul sunetului nu va depăşi niciodată 85 decibeli. Aşa fiind, de multe ori nu va fi necesară o cameră specială pentru compresor şi în consecinţă maşina va putea fi montată în apropierea utilajului căruia urmează să-i debiteze aer

Carcasa, care este prevăzută cu o fereastră pentru citirea aparatului, poate fi demontată cu uşurinţă fără oprirea compresorului.

Trepte de comprimare antrenate separat

Treptele de înaltă presiune şi de joasă presiune formează grupuri separate. Acestea sînt cuplate prin flanşe la o cutie de angrenaje şi sînt antrenate de un motor electric.

Treptele compresorului, care consistă fiecare din doi rotori de oţel cu angrenare reciprocă, unul de antrenare şi unul antrenat, sînt conţinute într-o carcasă de rotor din fontă.

Reglaj automat

Compresorul este livrat cu un regulator electropneumatic.

Acest regulator alege funcţionarea semiautomată sau complet automată a compresorului, în funcţie de cererea efectivă de aer comprimat. Există şi o posibilitate de comandă manuală.

Dispozitive de siguranţă încorporate controlează funcţionarea şi oprirea compresorului în cazul unui deranjament.

Costuri de funcţionare reduse; întreţinere simplă

Compresoarele ZR sînt mult mai eficace decît compresoarele rotative de interval mediu obişnuite, fiind complet egale cu compresoarele cu piston de dimensiuni corespunzătoare. Aşa fiind, spezele implicate de consumul de energie sînt foarte joase. Pe de altă parte, consumul de apă de răcire este redus iar consumul de ulei este virtualmente nul.

Compresoarele ZR se bazează pe un sistem de moduli componenţi. Aşa fiind, toate piesele esenţiale pot fi înlocuite în cîteva ore. Treptele de joasă presiune, pompa pentru lichidul de răcire şi pentru ulei pot fi obţinute ca ansamble de schimb recondiţionate în uzină de la Atlas Copco.

Tipul	Tipul cutiei de angrenaje	Turaţia motorului de antrenare,(frecvenţă de 50 Hz)	Refularea aerului atmosferic la 7 kgf/cm², m³/min	Consum de curent electric la 7 kgf/cm², CP	Greutatea netă, kg
ZR3	A	2,950	18,1	149	2,000
	B	2,950	15	123	1,900
ZR4	A	1,470	35	271	3,200
	B	1,470	28,7	222	3,200
	C	1,470	22,8	178	3,000
ZR5	A	1,470	56,5	421	4,900
	B	1,470	45,8	336	4,750

Gama utilajelor industriale ale firmei Atlas Copco cuprinde : compresoare, scule pneumatice, utilaj pentru pulverizarea vopselei şi de sablare, armături.

Atlas Copco

Servicii de vînzare şi asistenţă tehnică în peste 100 ţări. Pentru a cere alte informaţii tehnice, se va folosi cuponul de răspuns:

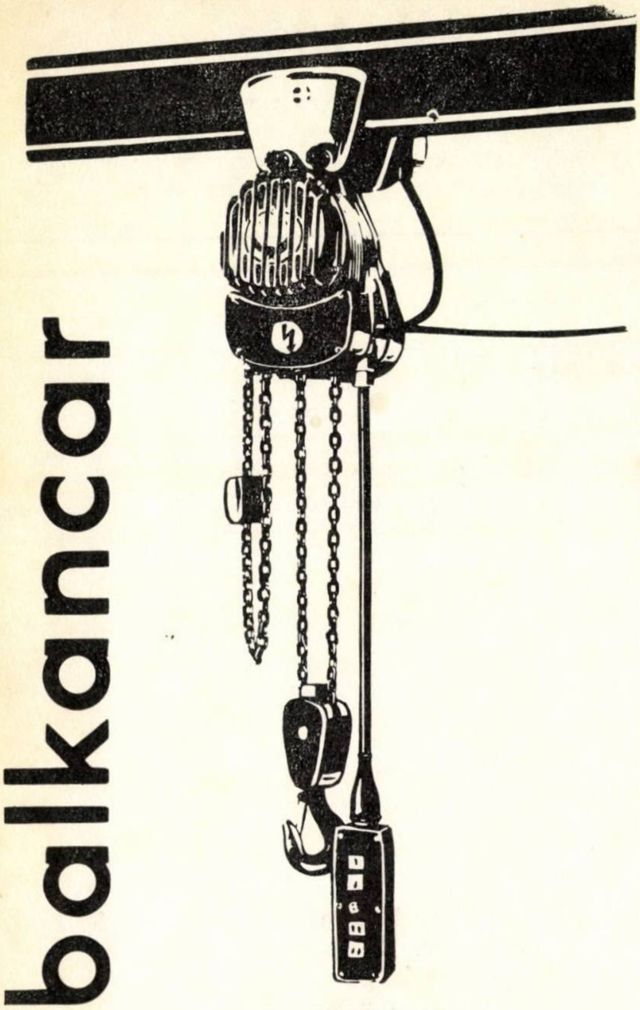
Către: Atlas Copco AB, S-105 23 Stockholm, Suedia.
Vă rugăm să trimiteţi informaţii suplimentare relative la compresoarele ZR produse de firma Dvs.
Doresc aceste informaţii în: ☐ Engleză, ☐ Germană, ☐ Franceză.

Numele ____________________
Calitatea ____________________
Intreprinderea ____________________
Adresa ____________________

19/70

PUBLICOM

balkancar



Construcţie uşoară şi compactă
Exploatare sigură şi comodă

PALANE ELECTRICE CU LANŢ tip MB

capacitate de ridicare : 250 — 1 000 kg
înălţime de ridicare : 3,2 — 12 m
viteză de ridicare nominală : 4 m/min
viteză de microridicare : 1 m/min
element purtător : lanţ cu zale inelare

Comenzile dvs. de livrare se pot referi la palane electrice de execuţie normală sau cu adaptarea materialului la condiţii speciale de exploatare :

- climat tropical sau umed
- mediu chimic agresiv

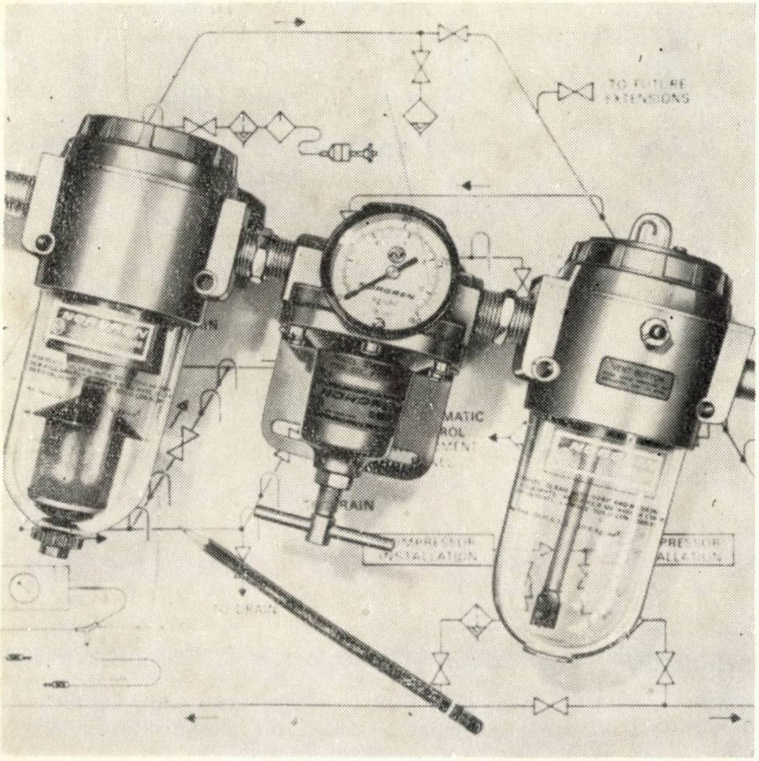
La cererea clientului,
palanele electrice sînt livrate :

- fie cu suspensie fixă ;
- fie cu dirijare liberă, dirijare prin lanţ sau cu comandă electrică.

Pentru orice informaţii sau cereri de oferte binevoiţi a vă adresa la :

BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export"
Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine
Telex : 386
Telegrame : Balkancarimpex-Export-Sofia

PUBLICOM



NORGREN

ECHIPAMENT
PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune şi lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) şi 2'' (circa 50 mm).

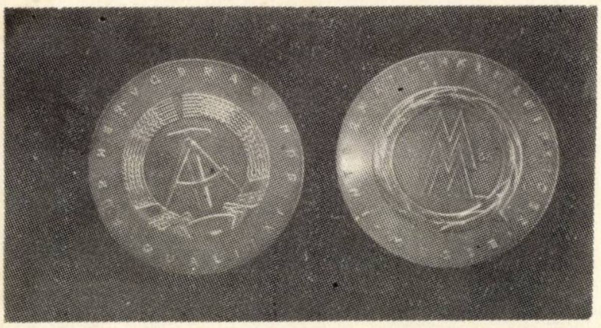
C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.

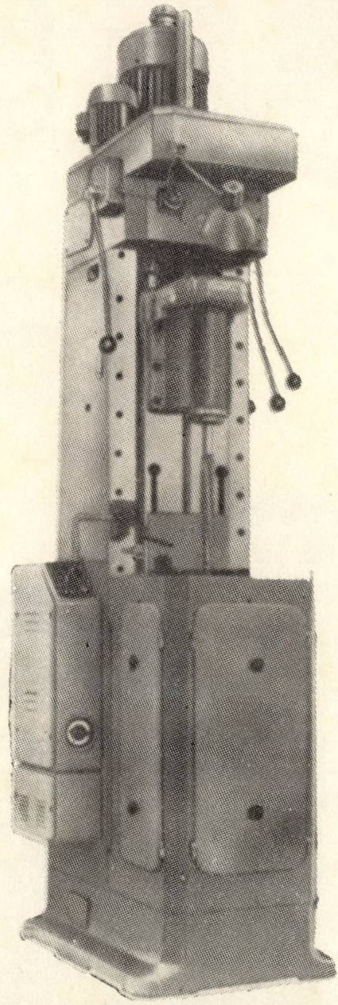
PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Noul tip de maşină de tarodare prin broşare ROS-ol

Pentru tarodarea şi filetarea orificiilor cu profile diferite în oţel, fontă, metale neferoase şi materiale plastice, printr-o singură poziţie şi cu un singur instrument avînd o mişcare combinată de înaintare şi de rotaţie. De productivitate excepţională, mare precizie şi perfectă uzinare a suprafeţelor, ROS-01 execută filetùri cu pas metric Whitworth şi cu modul diametral Pitch.





Medalia de Aur
la Tîrgul de la
Leipzig din primăvara 1966

EXPORTATOR : „Machinoexport" S.R.L. str Aksakov 5,
Sofia, Bulgaria. Tel. : 88 53 21 ; Telex 011—425 Telegrame : Machinoexport — Sofia

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

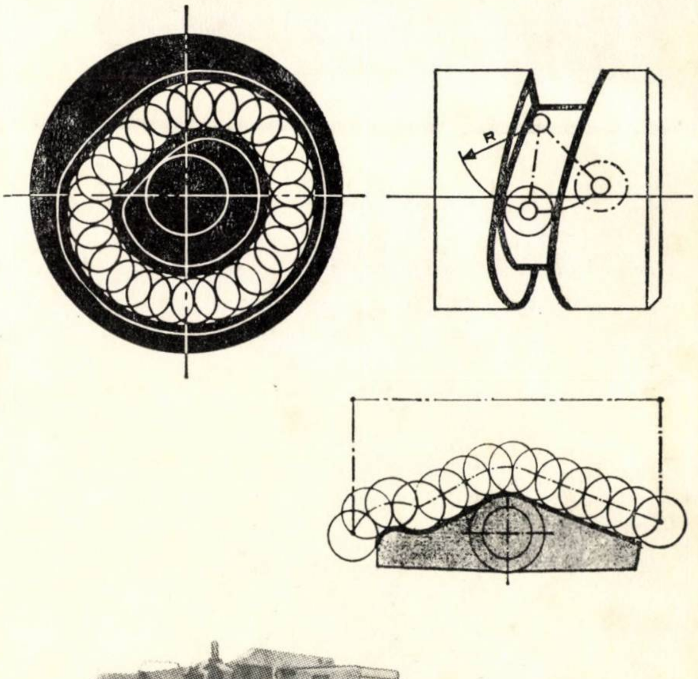
ELECTROTEHNICA

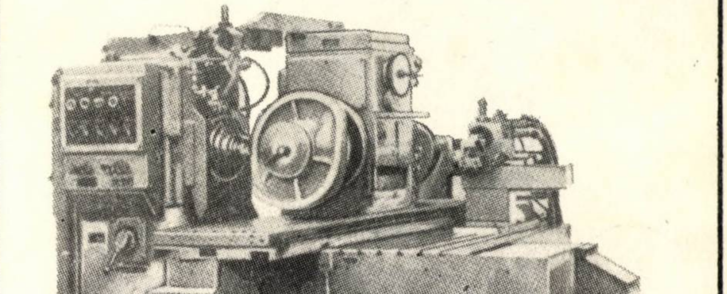
AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA

Kopp

MAŞINĂ UNIVERSALĂ DE FREZAT PRIN COPIERE Tip UKF 3

cu comandă hidraulică cu palpator și proces automat de producție pentru frezat suprafețe plane și curbe





FRITZ KOPP
Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
Neu-Ulm/Donau

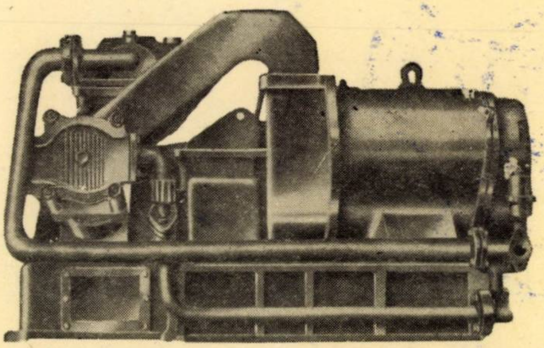
PUBLICOM

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

Timpuri Noi

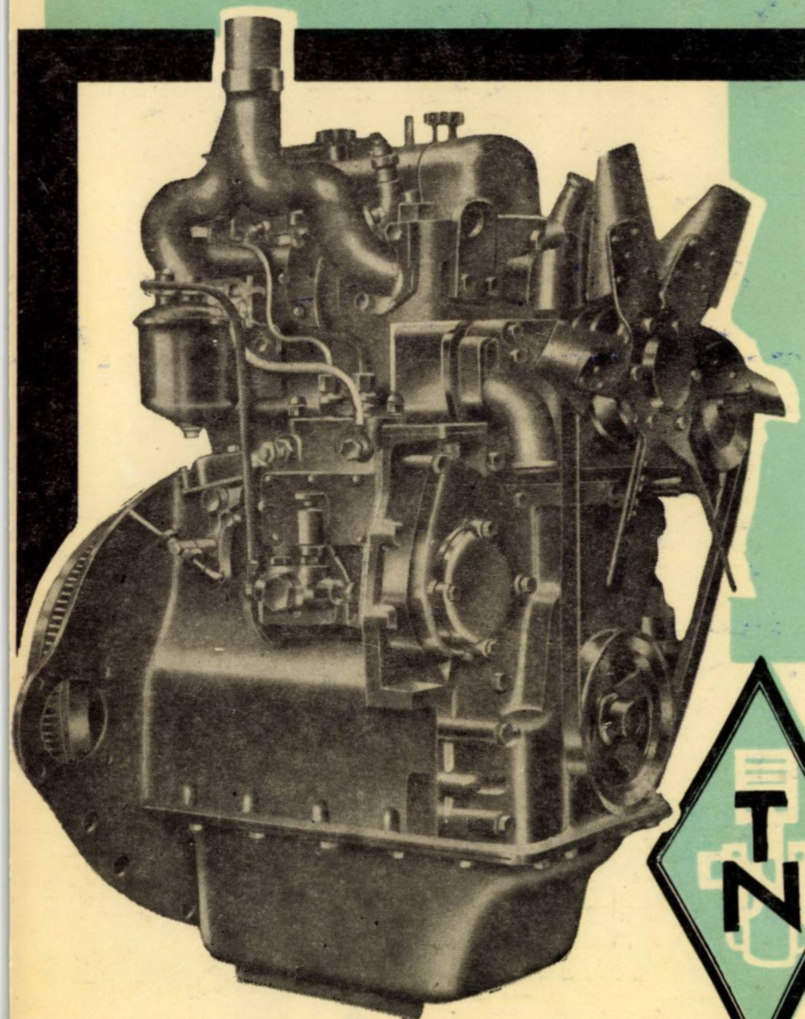
BUCUREȘTI

execută și livrează în țară și străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min și presiuni de 4—14 kgf/cm² pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motoare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

TN

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi".

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER ; unități de pompare de 1,5 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL ; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 – 12
București tel. 31.51.02

E 3279

R

09

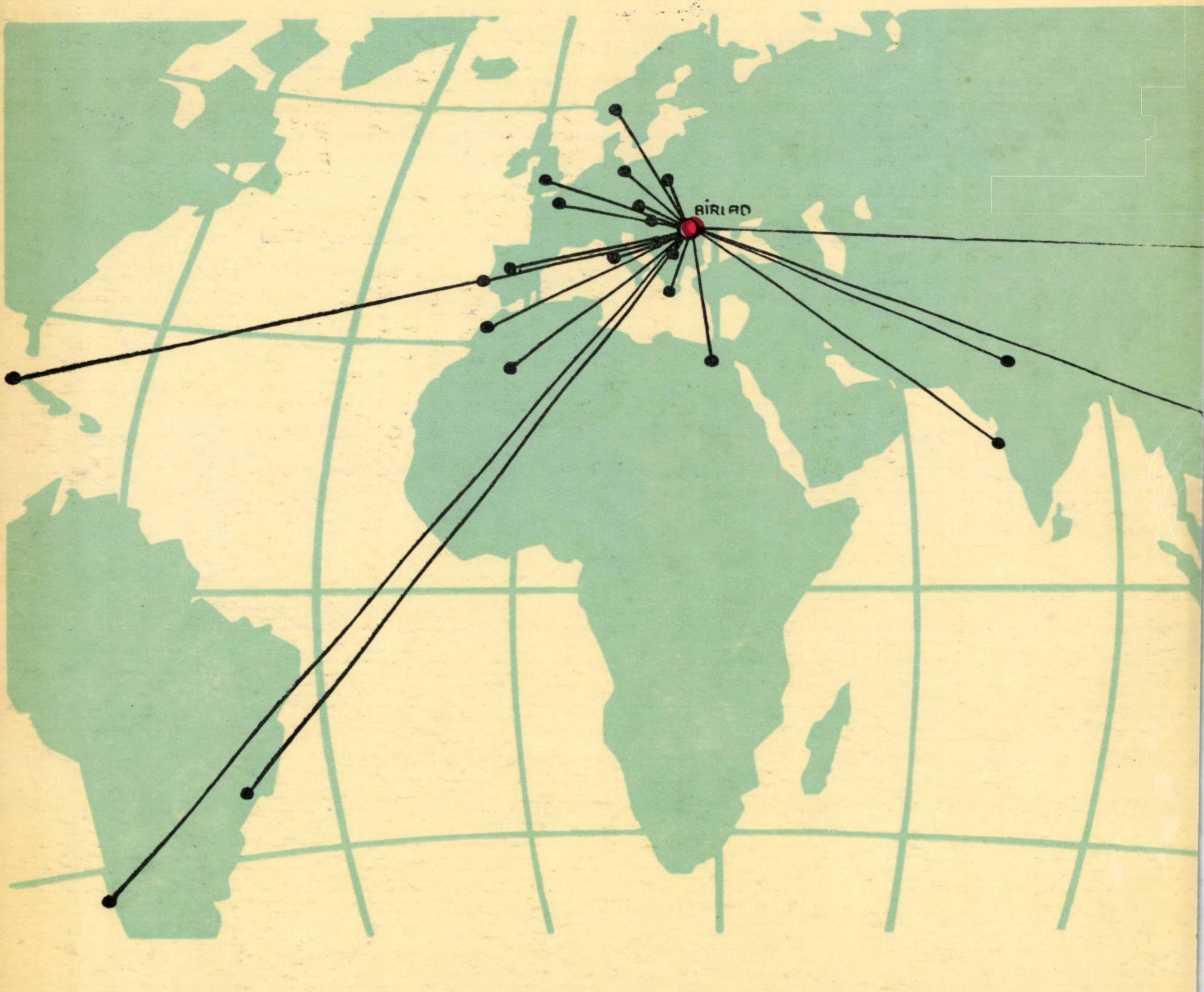
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 6 • IUNIE 1970

C3
44

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rînd ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rînd ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.*

E 3279

uzina

UNIREA

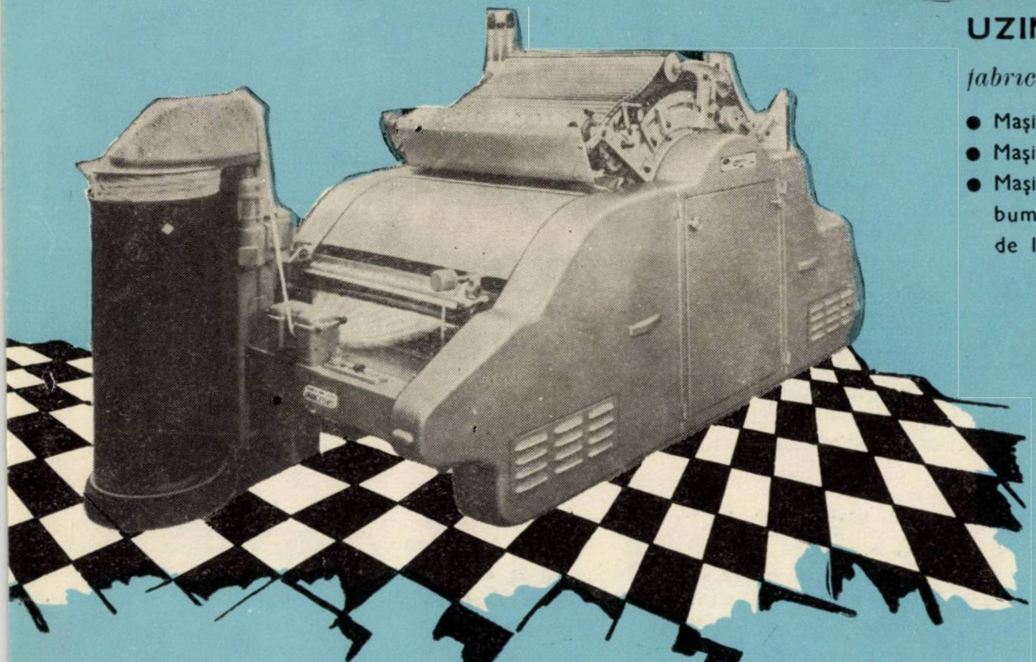
cluj

R

PIAȚA 1 MAI NR. 2 • CLUJ

CARDA DE BUMBAC TIP 3C
fabricată după licență INGOLSTADT
Productivitatea mașinii: 9—24 kg/h

Mașina se livrează cu aparat Crosrol, dispozitive de ionizare și instalație de absorbție a deșeurilor și prafurilor. De asemenea, se livrează mecanisme clasice de depănare a benzii, în căni cu diametrul pînă la 1 000 mm, sau mecanisme cu schimbător automat de cană (căni cu diametrul pînă la 500 mm).



UZINA „Unirea" CLUJ

fabrică pentru piața internă și externă:

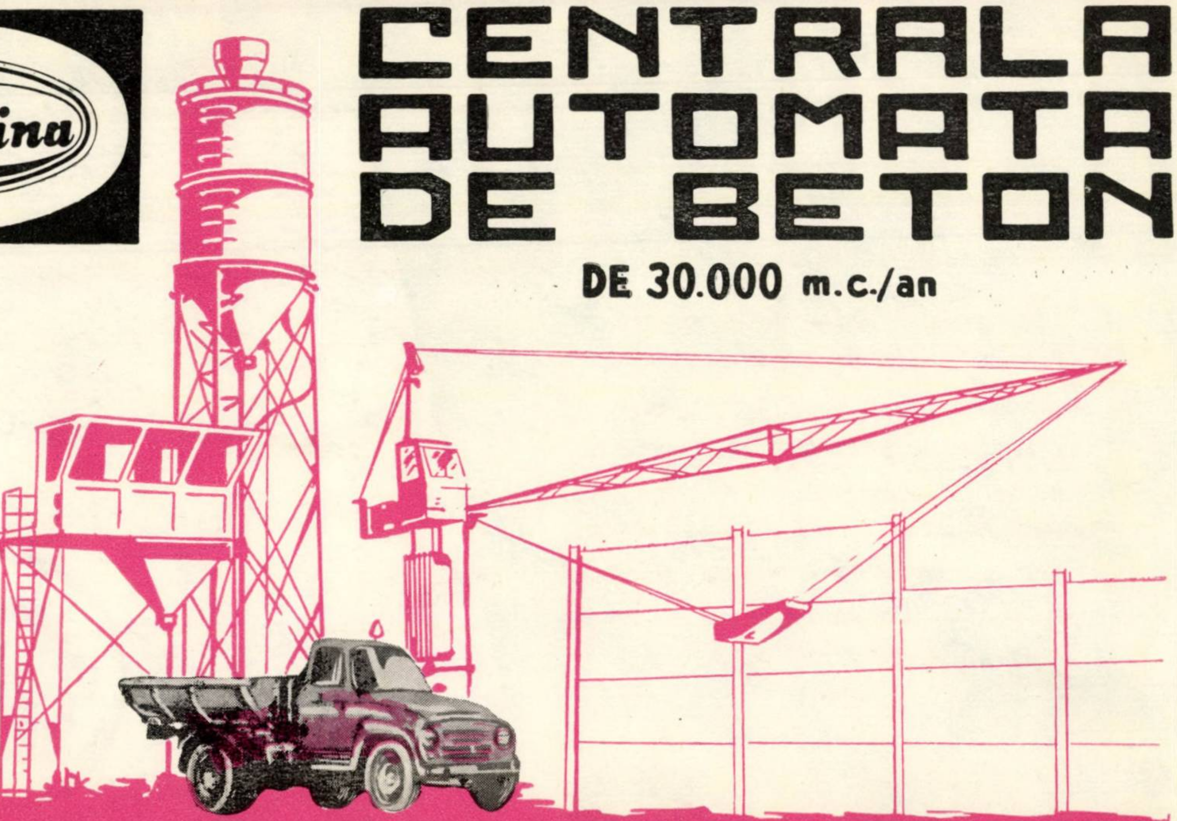
- Mașini de filat lînă pieptănată
- Mașini de filat bumbac cardac și pieptănat
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice
- Laminoare pentru bumbac
- Mașini de pieptănat lînă
- Carde pentru bumbac
- Războaie automate pentru bumbac
- Războaie automate pentru mătase
- Trenuri de laminat pentru bumbac cardac sau pieptănat
- Trenuri de laminat pentru lînă pieptănată
- Ratiere pentru războaie de bumbac
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Diferite piese de schimb

UZINA MECANICA „NICOLINA" IASI

Nicolina

CENTRALA AUTOMATA DE BETON

DE 30.000 m.c./an



DOMENIUL DE UTILIZARE

- Centrala de beton în 2 trepte de 30 000 m^3/an servește la prepararea betonului pentru șantiere de mărime mijlocie și pentru fabrici de prefabricate.
- Centrala funcționează în regim complet automat. Numărul de șarje de beton se poate programa dinainte, funcție de mijlocul de transport sau a buncărului de beton.
- Centrala poate funcționa și semiautomat prin comenzi individuale date de operator din cabine de comandă.

CARACTERISTICI TEHNICE

▲ productivitatea medie (în regim automat) 14 m^3/h; ▲ productivitatea anuală 300 000 m^3/an; ▲ numărul orelor de lucru pe an 2 150 ore; ▲ Centrala automată de beton de 30 000 m^3/an se compune din: ▲ betonieră cu amestec forțat cu capacitatea cuvei 500 l; ▲ dozator de agregate gravimetric cu cadran, sarcină maximă 1 000 kg; ▲ dozator de ciment gravimetric cu cadran, sarcină max. 200 kg; ▲ dozator automat de apă, doză maximă 100 l; ▲ siloz de agregate la sol pentru 4 sorturi; ▲ siloz de ciment cu capacitatea de 25 t; ▲ buncăr de beton cu capacitatea de 2 m^3; ▲ instalația de apă cu hidrofor de 750 l (în cazul montării centralei într-o zonă unde lipsește sursa de apă sub presiune).

Pentru funcționarea pe timp de iarnă, centrala este prevăzută cu o instalație de încălzire cu aburi a agregatelor care consumă o cantitate de căldură de 450 000 kcal/h.

PERFORMANȚE TEHNICE

Dozator de agregate: eroarea tolerată la cîntărire ± 1% ▲ eroarea tolerată la dozare ± 2%; **Dozator de ciment:** eroarea tolerată la cîntărire ± 0,5% ▲ eroarea tolerată la dozare de la 30 la 100 kg ± 1 kg ▲ eroarea tolerată la dozare de la 100 la 200 kg ± 1%; **Dozator de apă:** eroarea tolerată la dozare pînă la 60 l ± 1,8 l ▲ eroarea tolerată la dozare peste 60 l ± 3% ▲ Puterea instalată 58 kW. ▲ Personal de deservire 2 persoane din care: 1 persoană în cabina de comandă și un draglinist.

- Printre produsele noastre se mai numără și instalații transportabile de preparat mixturi asfaltice 35—40 t/h., screpere pe cablu de 1,5 și 3 m^3, nivelatoare tractate, centrale mobile de beton de 10—15 000 m^3/an și centrale automate de beton de 60 000 m^3/an.

uzina

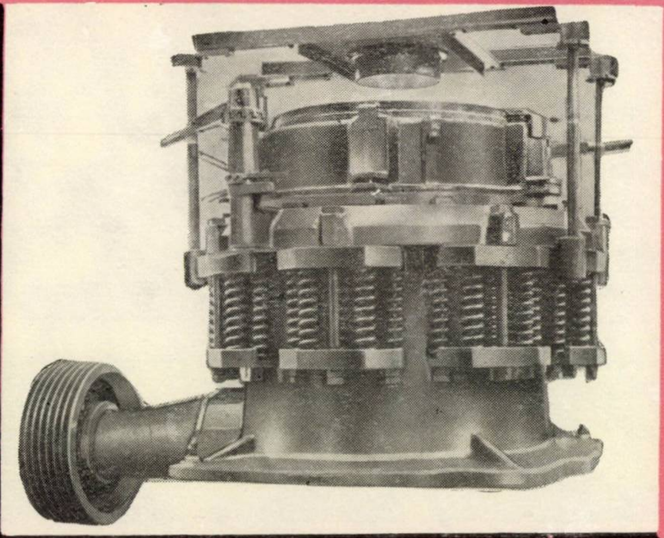
INDEPENDENTA

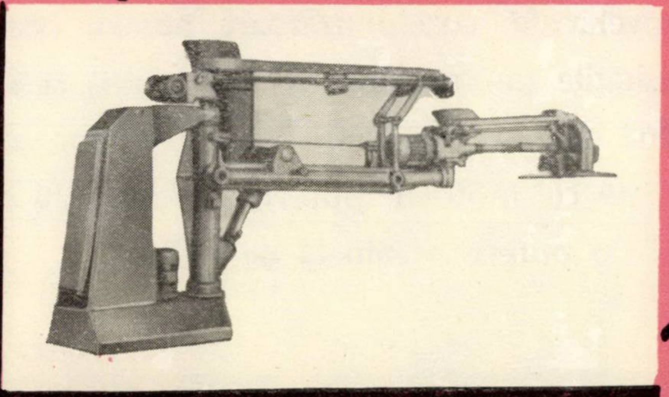
Sibiu

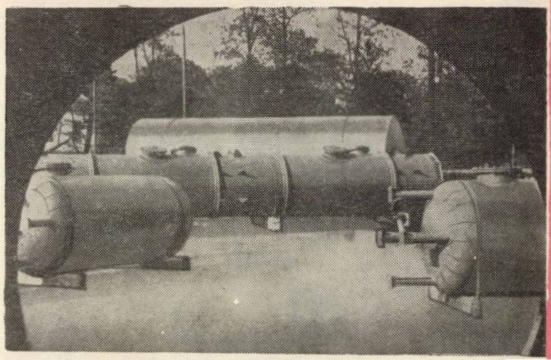
Execută şi livrează pe bază de repartiţii:

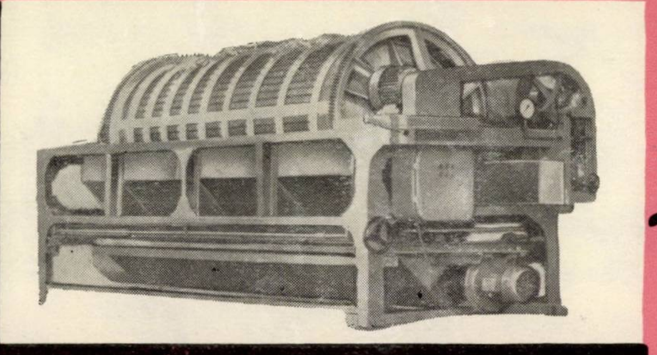
- Utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi linii tehnologice pentru prefabricate din beton
- Utilaje şi linii tehnologice complexe pentru industria chimică şi rafinării
- Utilaje pentru mecanizarea produselor de vinificare
- Utilaje tehnologice pentru industria siderurgică şi pentru turnătorii
- Lanţuri cu role pentru industria petrolieră
- Unelte pneumatice pentru lucrări miniere, precum şi de uz general

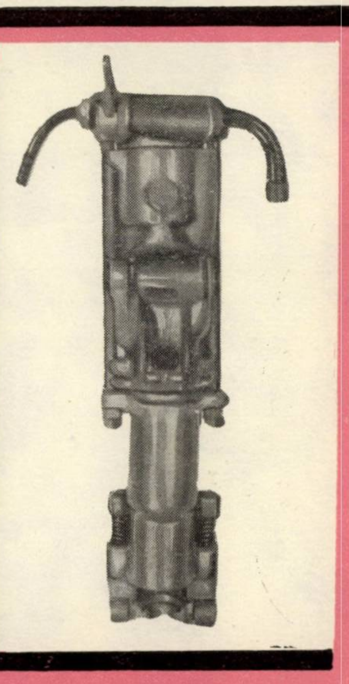
STR. KARL MARX 33 — TELEFON: 21,000

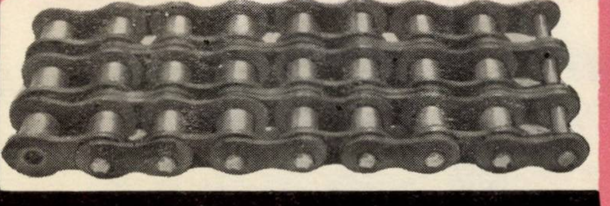








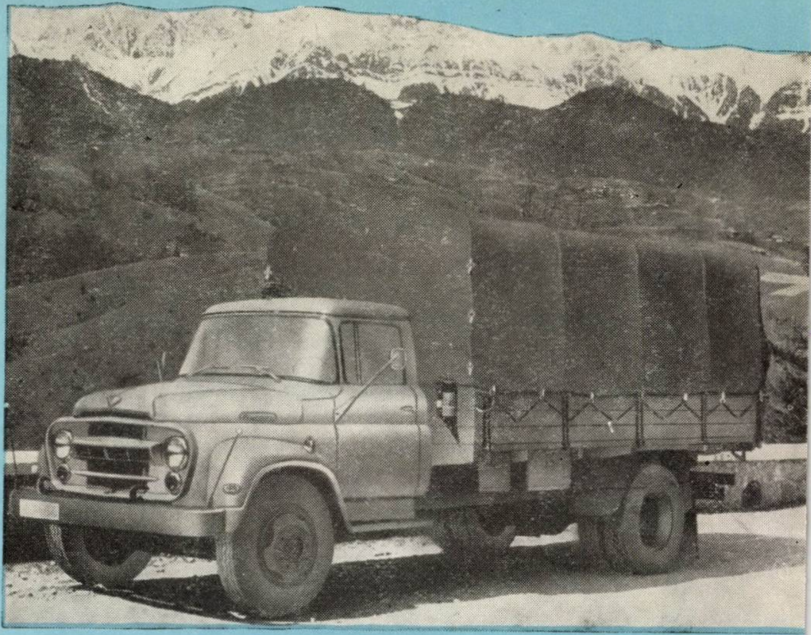




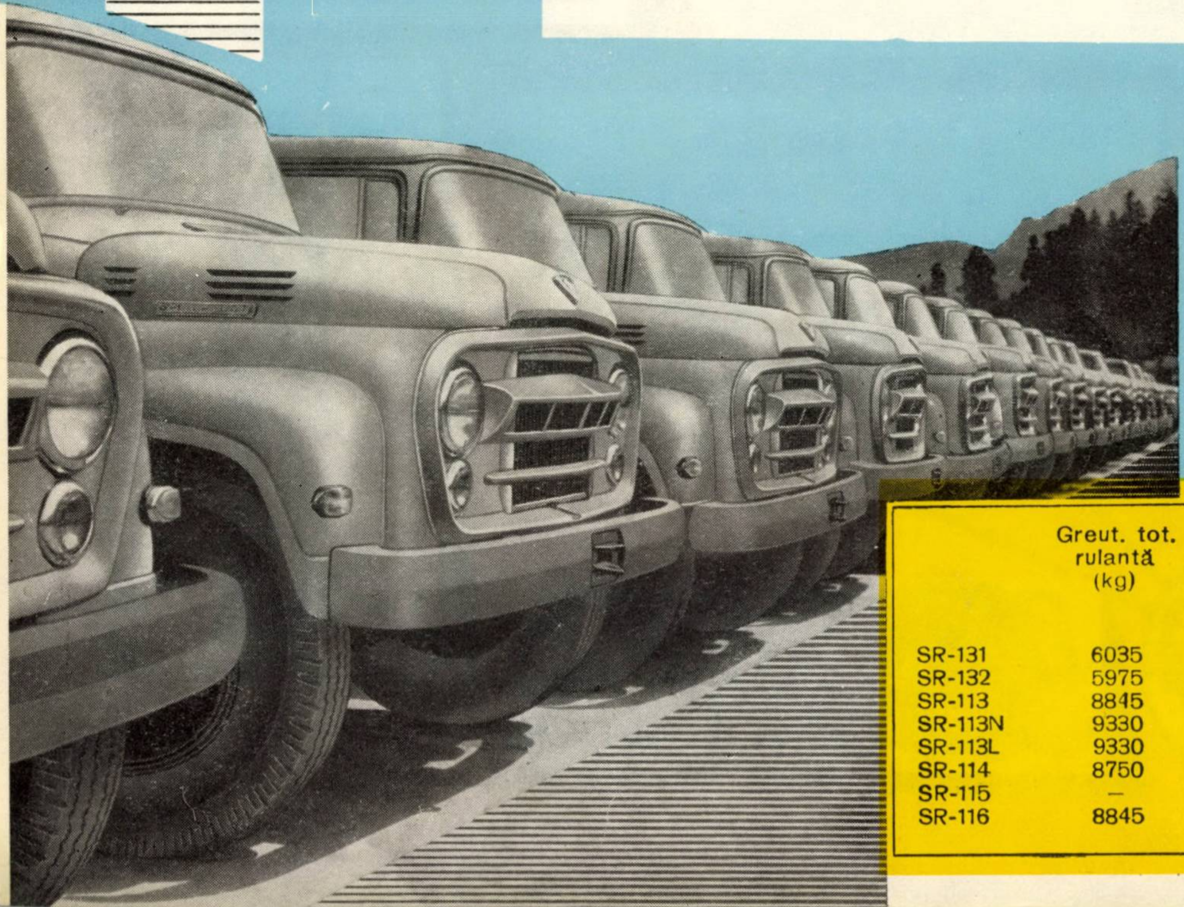
INDEPENDENTA SIBIU

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:



Autovehiculele corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	—	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	—	80

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, IUNIE, Nr. 6, 1970

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CUPRINS

DARABONT, ALEX.:	Calculul caracteristicilor tehnice ale pompelor de vid cu inel de apă tip VIL fabricate în țară.	327
DOBOȘAN, V., CAȘCAVAL. N. și TELEANU, M.:	Unele aplicații ale sudării prin relief în construcția autocamioanelor.	333
HUNCHER, V. T.:	Influența cuplelor de translație în cercetarea mecanismelor patrulatere.	339
LAZAROVICI, A.:	Unele aspecte ale eficienței economice a investițiilor în construcția de mașini.	343 c
MAMEDOV, P. A.:	Determinarea atingerii și a ariei efective de contact a suprafeței de sprijin a filetului cu ajutorul modelelor sferice.	345
MINCIU, C.:	Alunecarea armonică și influența sa asupra preciziei de prelucrare prin rulare a roților dințate.	348
ROȘ, V., COROVEI, I. zi STOICA, A.:	Contribuții la studiul cormanelor cu suprafețe cilindroidale.	353
ȘARAMET, C.:	Estetica industrială — convergență inevitabilă și necesară a tehnicii și artei.	358 c
ȚÎRU, E. și TEODORESCU, M.;	Contribuții la așchierea cu scule care formează tăiș de depunere stabil.	361
UNTARU, M., CÎMPIAN, V. și SEITZ, N.:	Influența raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicității și economicității autobuzului TV-20UE.	366
VELICU, S.:	Contribuții la studiul geometriei, șeverelor-disc.	371
VOIA, I.:	Asupra variației, în funcție de puterea hidroagregatului, a debitului apei de răcire-ungere prin lagărele cu cuzineți cauciucați, folosite la turbinele hidraulice.	376
ZĂTREANU, Gh.:	Aspecte ale dinamicii motoarelor cu două linii paralele cu cilindri.	379 C

DOCUMENTARE 385

RECENZII 389

REVISTA REVISTELOR 390

CRONICĂ

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.521.001.24

Darabont, Alex. : **Calculul caracteristicilor tehnice ale pompelor de vid cu inel de apă tip VIL, fabricate în ţară.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 327—333

CZ 621. 791 : 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N. şi *Teleanu, M.* : **Unele aplicaţii ale sudării prin relief în construcţia autocamioanelor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 333—339

CZ 621. 825 : 621—23

Huncher, V. T. : **Influenţa cuplelor de translaţie în cercetarea mecanismelor patrulatere.**

Construcţia de Maşini 22(1970), nr. 6, p. 339—342

CZ 621 :65. 011. 44 : 330 : 322

Lazarovici, A. : **Unele aspecte ale eficienţei economice a investiţiilor în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 22(1970), nr. 6, p. 343—344

CZ 621. 99

Mamedov, P. A. ; **Determinarea atingerii şi a ariei efective de contact a suprafeţei de sprijin a filetului cu ajutorul modelelor sferice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 345—348

CZ 621. 833 :621. 986. 1

Minciu, C. : **Alunecarea armonică şi influenţa sa asupra preciziei de prelucrare prin rulare a roţilor dinţate.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 348—353

CZ 621.312.021.4

Roş, V., Corovei, I. şi *Stoica, A.* : **Contribuţii la studiul cormanelor cu suprafeţe cilindroidale.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) , nr. 6, p. 353—357

CZ 62 : 658.5.013

Şaramet, C. : **Estetica industrială —convergenţă inevitabilă şi necesară a tehnicii şi artei.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 358—361

CZ 621. 91

Ţîru, E. şi *Teodorescu, M.* : **Contribuţii la aşchierea cu scule care formează tăiş de depunere stabil.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 361—365

CZ 629.114.5

Untaru, M., Cîmpian, V. şi *Seitz, N.* : **Influenţa raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicităţii şi economicităţii autobuzului TV-20UE.**

Construcţia de Maşini 22 (1970). nr. 6, p. 366—371

CZ 621.911

Velicu, S. : **Contribuţii la studiul geometriei şeverelor-disc.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 371—376

CZ 621.224 :621.822

Voia, I. : **Asupra variaţiei, în funcţie de puterea hidroagregatului, a debitului apei de răcire-ungere prin lagărele cu cuzineţi cauciucaţi, folosite la turbinele hidraulice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 376—379

CZ 621.43

Zătreanu, Gh. : **Aspecte ale dinamicii motoarelor cu două linii paralele de cilindri.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 379—384

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redactor şef : 14.62.67 ; Redacţia : Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5312.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/1969.

41 042

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.521.001.24

Дарабонт, Алекс.: **Расчет технической характеристики вакуумных водокольцевых насосов типа ВИЛ, румынского производства.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 327–333

ДК 621.791:629.114.4

Добошан, В., Кашкавал, Н., Теляну, М.: **Применение рельефной сварки в автомобильном строительстве.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 333–339

ДК 621.825.621–23

Хункер, В. Т.: **Влияние момента трансляции в исследовании четырехугольных механизмов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) No 6, стр 339–342

ДК 621:65.011,44 :330.322

Лазарович, А.: **Некоторые аспекты экономической эффективности капиталовложений в машиностроении.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 343–344

ДК 621.99

Мамедов, П. А.: **Определение соприкосновения и фактической площади опорной поверхности резьбы при помощи сферических моделей.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 345–348

ДК 621.833 :621.986.1

Минчу, К.: **Гармоническое скольжение и его влияние на точность обработки шестерен путем накатки.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 348–353

ДК 631.312.021.4

Рош, В., Коровей, И. и *Стойка, А.*: **Исследование отвалов с цилиндрической поверхностью.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 353–357

ДК 62 :658.5.013

Шарамет, К.: **Промышленная эстетика — неизбежная и необходимая конвергенция искусства.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 358–261

ДК 621.91

Цыру, Е. и *Теодореску, М.*: **К вопросу резания инструментами, образующими стабильную режущую кромку.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) No 6, стр 361–365

ДК 629.114.5

Унтару, М., Кымпяну, В. и *Зайц, Н.*: **Влияние передаточного отношения центрального редуктора на динамичность и экономичность автобуса ТВ—20УЕ.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) No 6, стр 366–371

ДК 621.911

Велику, С.: **Исследование геометрии дисковых шеверов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 371–376

ДК 621.224 :621.822

Воия, И.: **О вариации, в зависимости от мощности гидроагрегата, дебита охлаждающей и смазывающей воды через подшипники с прорезиненными вкладышами, применяемыми на гидравлических турбинах.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), No 6, стр 376–379

ДК 621.43

Зэтряну, Г.: **Аспекты динамики двигателя с двумя параллельными линиями цилиндров.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) No 6, стр 379–384

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.521.001.24

Darabont, Alex. : **Berechnung der technischen Kenndaten der Vakuumpumpen mit Wasserring, Tip VIL, rumänischer Fabrikation**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 327–333

DK 621.791 :629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N. und *Teleanu, M.* : **Einige Anwendungen der Reliefschweissung beim Bau der Lastkraftwagen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 333–339

DK 621.825 :621–23

Huncher, V. T. : **Einfluss des Ubertragungsmoments bei der Forschung der Viereckmechanisme**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 339–342

DK 621 :65.011.44 :330.322

Lazarovici, A. : **Einige Aspekte der Wirtschaftseffizienz der Investitionen im Maschinenbau**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 343–344

DK 621.99

Mamedov, P. A. : **Bestimmung der Berührung und des effektiven Kontaktbereichs der Stützfläche des Gewindes mit Hilfe sphärischer Modelle**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 345–348

DK 621.833 :621.986.1

Minciu, C. : **Harmonisches Gleiten und dessen Einfluss auf die Präzision der Zahnradbearbeitung durch Einwalzen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 348–353

DK 631.312.021.4

Roş, V., Corovei, I. und *Stoica, A.* : **Beiträge zum Studium der Streichblätter mit zylindroidalen Oberflächen**

Construcţia de Maşini 22(1970), H.6, S. 353–357

DK 62 : 658.5.013

Şaramet, C. : **Industrieästhetik — ein unvermeidliches und notwendiges Zusammenstreben der Technik und der Kuns**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 358–361

DK 621.91

Ţiru, E. und *Teodorescu, M.* : **Beiträge zur Spanung mit Schneidewerkzeugen, die eine Schneide mit stabiler Absetzung bilden**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 361–365

DK 629.114.5

Untaru, M., Cîmpian, V. und *Seitz,N.* : **Einfluss des Ubertragungsverhältnisses des zentralen Untersetzungsgetriebes auf die Dynamik und Wirtschaftlichkeit des Omnibusses TV-20UE**

Construcţia de Maşini 22(1970), H.6, S. 366–371

DK 621. 911

Velicu, S. : **Beiträge zum Studium der Geometrie der Scheiben-Schabwerkzeuge**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H.6, S. 371–376

DK 621.224 : 621.822

Voia,I. : **Uber die Schwankung des Durchflusses des Kühl-und Schmierwassers durch die Lager mit gummierten Lagerschalen bei hydraulischen Turbinen, im Verhältnis zur Leistung des Hydroaggregats**

Construcţia de Maşini 22 (1970) H. 6, 376–379

DK 621.43

Zătreanu, Gh. : **Aspekte der Dynamik von Motoren mit zwei parallelen Zylinderreihen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 6, S. 379–384

CONTENTS

DC 621.521.001.24

Darabont, Alex. : **Calculation of the technical features of Romanian — made VIL type water ring vacuum pumps.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 327—333

DC 621.791 : 629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N., Teleanu, M. : **Some applications of projection welding in lorry building.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 333—339

DC 621.825 :621—23

Huncher, V. T. : **Influence of translation couples on research into quadrilater mechanisms.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 339—342

DC 621 :65.011.44 :330.322

Lazarovici, A. : **Some aspects of economic efficiency in machine building investments.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 343—344

DC 621.99

Mamedov, P. A. : **Determination of contact and actual area of the bearing surface of thread by means of spherical models.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 345—348

DC 621.833 :621.986.1

Minciu, C. : **Harmonic sliding and its influence on accuracy obtained in toothed wheal, processing by the revolution method.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 348—353

DC 631.312.021.4

Roş, V., Corovei, I. and *Stoica, A.* : **Contributions to the study of mouldboards with cylindroid surfaces.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 353—357

DC 62 : 658.5.013

Şaramet, C. : **Industrial aesthetics — inevitable, necessary cooperation of technique and art.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 358—361

DC 621.91

Ţîru, E., Teodorescu, M. : **Contribution to the chipping with tools on which permanent deposits of cuttings are formed.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 6, p. 361—365

DC 629.114.5

Untaru, M., Cîmpian, V. and *Seitz, N.* : **Influence of the central reduction gear ratio on the dynamics and economy of TV-20UE bus.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 366—371

DC 621.911

Velicu, S. : **Contributions to the geometry of disk shaped shaving cutters.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 371—376

DC 621.224 :521.822

Voia, I. : **Variation of the flow of cooling — lubricating water through rubber bearing bushes used in hydraulic turbines according to the power of the hydroaggregates.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 376—379

DC 621.43

Zătreanu, Gh. : **Aspects of the dynamics of parallel in-line engines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr.6, p. 379—384

SOMMAIRE

CD 621.521.001.24

Darabont, Alex. : **Le calcul des caractéristiques techniques des pompes à vide, à anneau d'eau, type VIL, fabriquées en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no.6, p. 327—333

CD 621.791 :629.114.4

Doboşan, V., Caşcaval, N. et *Teleanu, M.* : **Quelques applications du soudage à relief dans la construction des camions-automobiles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 333—339

CD 621.825 :621—23

Huncher, V. T. : **L'importance des couples de translation dans l'étude des mécanismes quadrangulaires.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no.6, p. 339—342

CD 621 :65.011.44 :330.322

Lazarovici, A. : **Quelques aspects de l'efficacité économique des investissements dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no.6, p. 343—344

CD 621.99

Mamedov, P. A. : **Le détermination de l'aire effective de contact de la surface d'appui du filet, à l'aide des modèles sphériques.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no.6, p. 345—348

CD 621.833 :621.986.1

Minciu, C. : **Le glissement harmonique et son influence sur la précision de l'usinage par roulage des roues dentées.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 348—353

CD 631.312.021.4

Roş, V., Corovei, I. et *Stoica, A.* : **Contributions à l'étude des versoirs à surfaces cylindroïdales.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 353—357

CD 62 : 658.5.013

Şaramet, C. : **L'esthétique industrielle — point de convergence inévitable et nécessaire de la technique et de l'art.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 358—361

CD 621.91

Ţîru, E. et *Teodorescu, M.* : **Contributions au problème de la coupe lors de la formation d'un dépôt stable sur l'outil à découper.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 361—365

CD 629.114.5

Untaru, M., Cîmpian, V. et *Seitz, N.* : **L'influence du rapport de transmission du réducteur central sur le dynamisme et l'efficacité économique de l'autobus TV-20UE.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 366—371

CD 621.911

Velicu, S. : **Contributions à l'étude de la géométrie des outils pour shaving en forme de disque.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 371—376

CD 621.224 :621.822

Voia, I. : **Sur la variation, en fonction de la puissance de l'agrégat hydraulique, du débit de l'eau de réfrigération-lubrification sur les paliers à coussinets caoutchoutés des turbines hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no.6, p. 376—379

CD 621.43

Zătreanu, Gh. : **Aspects de la dynamique des moteurs à deux lignes parallèles de cylindres.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no.6, p. 379—384

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CZ 621.521.001.24

Calculul caracteristicilor tehnice ale pompelor de vid cu inel de apă tip V.I.L, fabricate în ţară

Ing. Alexandru DARABONT-Institutul de cercetări miniere – Bucureşti

Pompele de vid cu inel de lichid sînt destinate realizării vidului în diferite instalaţii industriale.

Pompele de acest tip sînt utilizate în instalaţii de distilare, concentrare şi evaporare din industria alimentară, în instalaţii de condensare şi filtrare, de impregnare şi uscare sub vid în industria chimică, în industria petrolieră şi minieră, în staţii de pompare pentru amorsarea turbo-pompelor etc.

Această diversitate de utilizări se explică prin aceea că spre deosebire de pompele de vid cu piston sau rotative fără inel de apă, ele prezintă o serie de avantaje, printre care uzura redusă, gabarite mici, debit continuu şi faptul că prezenţa inelului de apă împiedică gazul de comprimat sau de aspirat să vină în contact cu particulele de ulei.

În principiu, o pompă de vid cu inel de apă se compune din statorul *1* (fig. 1), rotorul *2* aşezat excentric faţă de stator şi cu paletele curbate, în sensul de rotaţie, conductele de aspiraţie *3* şi de refulare *4*, orificiile de aspiraţie *5* şi de refulare *6*, amplasate în cele două discuri laterale ale statorului. Ca urmare a rotirii rotorului, apa din stator este centrifugată spre periferia statorului. Aerul aspirat prin orificiile *5* este comprimat în spaţiul în formă de semilună format între butucul rotorului şi inelul de lichid şi apoi este refulat prin orificiul *6*. Rezultă că, din punct de vedere funcţional, statorul are trei zone distincte: de aspiraţie, de comprimare şi de refulare.

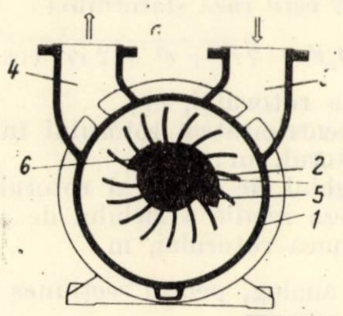


Fig. 1

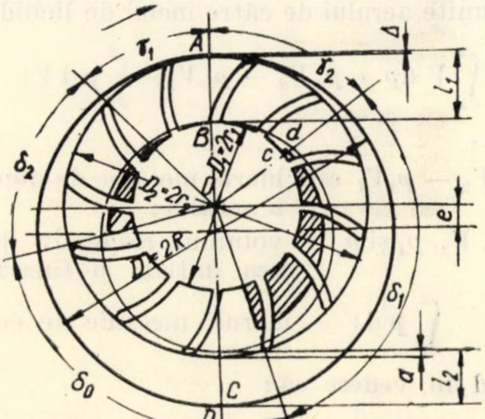


Fig. 2

Calculele referitoare la pompele de vid cu inel de apă au scopul de a permite determinarea formei inelului de apă pentru diferite regimuri de funcţionare, dimensiunile orificiilor de aspiraţie şi de refulare, numărul optim de palete ale rotorului etc.

În continuare este redat pe scurt calculul de verificare al unei pompe de vid, a cărei schemă de funcţionare este redată în figura 2.

Deplasarea inelului de lichid din interiorul statorului se poate caracteriza prin mai multe faze distincte.

Prima fază este delimitată de unghiul γ_2 (fig. 2). Debitul de lichid din diferitele secţiuni ale inelului este constant, variind secţiunea inelului şi viteza.

Faza a doua corespunde unghiului δ_1, pe toată durata acestei faze camerele dintre două palete consecutive fiind în legătură cu orificiul de aspiraţie *I*. Admisia aerului se face la o presiune constantă.

Faza a treia (unghiul δ_0) începe în momentul în care se întrerupe legătura camerelor dintre palete cu orificiile de aspiraţie *I* şi se termină în momentul stabiliri legăturii cu orificiul de refulare *II*. Aerul din camere este comprimat ca urmare a excentricităţii rotorului.

Faza a patra este delimitată de unghiul δ_2, pe durata acesteia camerele dintre palete fiind în legătură cu orificiul de refulare *II*.

Refularea aerului se face la o presiune constantă, mai mare decît presiunea de aspiraţie.

Faza a cincea corespunde unghiului γ_1 şi este similară cu prima fază în ceea ce priveşte caracteristicile inelului de lichid.

În legătură cu inelul de lichid, trebuie făcută precizarea că forma lui nu este cilindrică, raza polară care determină forma suprafeţei sale interioare calculîndu-se pentru fiecare fază în parte.

Considerînd fiecare cameră dintre două palete ca un cilindru cu piston, şi neglijînd pierderile prin neetanşeităţi, lucrul mecanic ce se transmite aerului de către inelul de lichid este :

$$\int_1^2 V\,\mathrm{d}p = p_2 V_2 - p_1 V_1 - \int_1^2 p\,\mathrm{d}V, \qquad (1)$$

unde :

$p_2V_2 - p_1V_1$ este lucrul mecanic de deplasare a aerului ;

V_1, V_2, p_1 şi p_2 — volumul, respectiv presiunea iniţială şi finală ;

$\int_1^2 p\,\mathrm{d}V$ — lucrul mecanic de comprimare.

Avînd în vedere că :

$$L_c + L_{ref} = p_2 V_2 - \int_1^2 p\,\mathrm{d}V ; \; L_{asp} = -\,p_1 V_1;$$

şi

$$L_{tot} = \int_1^2 V\,\mathrm{d}p,$$

unde :

L_c, L_{ref}, L_{asp} şi L_{tot} reprezintă lucrul mecanic de comprimare, de refulare, de aspiraţie şi, respectiv, lucrul mecanic total, relaţia (1) se mai poate scrie :

$$L_{tot} = L_{asp} + L_c + L_{ref}. \qquad (2)$$

Profilul şi dimensiunile orificiilor de aspiraţie *I* se aleg în limitele unghiului δ_1. Unele cercetări experimentale [1], [2], [3], au arătat că unghiul δ_1 pentru care camera dintre palete se umple cu cea mai mare cantitate de aer, este dat de relaţia :

$$\delta_1 = 180° - \gamma_1 - \frac{360°}{z}, \qquad (3)$$

unde :

γ_1 este unghiul dintre punctul *A* şi marginea superioară a orificiului de refulare *II* şi se ia între 18°—30° ; z — numărul paletelor rotorului ($z = 18 \div 24$).

Poziţia marginii inferioare a orificiului de refulare *II* se poate determina din relaţia :

$$\alpha_2 = \delta_0 + \gamma_2 + \delta_1, \qquad (4)$$

unde originea pentru măsurarea unghiurilor s-a considerat în punctul *A*. Conform datelor din literatura de specialitate [1], [2], [3]:

$$\gamma_2 = 18°\ldots 30° \text{ iar } \alpha_2 = 255°\ldots 270°.$$

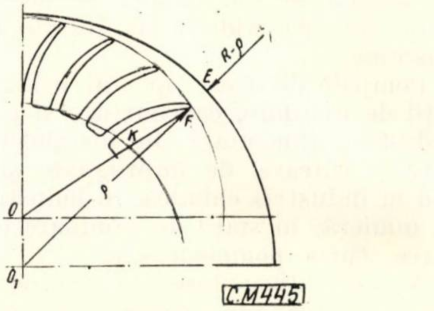


Fig. 3

Se consideră mişcarea lichidului în secţiunea arbitrară *EFK* (fig. 3). Debitul de lichid care trece prin secţiunea *EF* este :

$$Q_1 = (R - \rho)\, b_0\, c, \ \mathrm{m^3/s} ; \qquad (5)$$

unde :

$R = O_1E$ este raza statorului ;

$\rho = O_1F = \sqrt{r_2^2 + e^2 + 2\,e r_2 \cos\alpha}$, m ;

r_2 — raza rotorului, m ;

e — excentricitatea rotorului în raport cu statorul, m ;

α — unghiul de rotire al rotorului ;

c — viteza medie a inelului de apă, m/s ;

b_0 — lăţimea rotorului, m.

În mod analog, pentru secţiunes *FK* se obţine :

$$Q_2 = \frac{r_2^2\,\omega\,\mu\,b_0}{2}\left[1 - \left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2\right], \ \mathrm{m^3/s}, \qquad (6)$$

unde :

$r_x = OK$ este raza polară ;

$\omega = \dfrac{\pi n}{30}$, — viteza unghiulară, $\mathrm{s^{-1}}$;

n — turaţia rotorului, rot/min;

μ — coeficient care ţine seamă de influenţa volumului paletelor rotorului,

$$\mu = \frac{V_d - V_p}{V_d}, \qquad (7)$$

V_d — volumul descris de o paletă la o rotaţie;

V_p — volumul tuturor paletelor rotorului.

Neglijînd pierderile prin frecări, ecuaţia lui Bernoulli pentru intervalul definit de unghiul $\delta_1 + \delta_0 + \delta_2$ va fi de forma:

$$\frac{\psi^2 u_2^2 - c^2}{2_g} = H_2 - H_1 = \Delta H,$$

de unde:

$$c = \sqrt{\psi^2 u_2^2 - 2_g \Delta H}, \text{ m/s}, \qquad (8)$$

în care: ψ este un coeficient care depinde de forma şi numărul paletelor rotorului;

$u_2 = r_2 \omega$ — viteza tangenţială a unui punct de pe periferia rotorului, m/s;

ΔH — diferenţa de presiune dintre secţiunea de referinţă (iniţială) şi secţiunea dată a inelului de lichid, m col. apă.

Coeficientul ψ se determină cu expresia:

$$\psi = \sqrt{\left(1 + \frac{1 - \nu}{\pi \operatorname{tg} \beta_2}\right) \mu_z}, \qquad (9)$$

unde:

$$\mu_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{2 z (1 - \nu)}}; \qquad (10)$$

$\nu = \frac{r_1}{r_2}$ este raportul dintre raza rotorului şi raza butucului rotorului;

β_2 — unghiul de înclinare la periferia paletelor.

Ţinînd seamă de (5) (6) şi (8) rezultă debitul total de lichid care trece prin secţiunea arbitrară *EFK* (fig. 3):

$$Q_t = (R - \rho)\, b_0 \sqrt{\psi^2 u_2^2 - 2_g \Delta H} + \frac{r_2^2 \omega \mu b_0}{2}\left[1 - \left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2\right], \text{ m}^3/\text{s}. \qquad (11)$$

În faza de aspiraţie $\Delta H = 0$, adică toată energia primită de curentul de lichid de la rotor se transformă în energie cinetică, viteza curentului mărindu-se. Deci relaţia (11) devine:

$$Q_t = \left\{(R - \rho)\frac{2\psi \xi}{\mu r_2} + \left[1 - \left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2\right]\right\}\frac{r_2^2 \omega \mu b_0}{2}, \text{ m}^3/\text{s}, \qquad (12)$$

unde:

$\xi = \frac{b}{b_0}$, b fiind lăţimea statorului.

Debitul de lichid ce trece prin secţiunea *AB* (fig. 2) este:

$$Q = \frac{r_2^2 \omega \mu b_0}{2}\left(1 - \nu^2 + \frac{2 \psi \xi \Delta}{\mu r_2)}\right), \text{ m}^3/\text{s}, \qquad (13)$$

unde Δ este interstiţiul dintre stator şi periferia rotorului, m. Avînd în vedere că $Q_z = Q$, din ecuaţiile (12) şi (13) rezultă:

$$r_{x1} = r_2 \sqrt{\frac{2 \psi \xi}{\mu}\left(\frac{R - \Delta}{r_2} - C\right) + \nu^2}, \text{ m}, \qquad (14)$$

în care;

$$C = \frac{\rho}{r_2} = \sqrt{1 + \left(\frac{e}{r_2}\right)^2 + 2\frac{e}{r_2}\cos\alpha} \cdot \qquad (15)$$

Cu ajutorul relaţiei (14) se poate determina raza polară, adică distanţa de la axul rotorului la suprafaţa inelului de lichid, pentru diferite unghiuri α, în intervalul corespunzător fazei de aspiraţie.

Adîncimea de pătrundere a paletelor în inelul de apă în secţiunea CD (fig. 2) se determină cu relaţia:

$$a = r_2 - r_x = r_2\left(1 - \sqrt{\frac{4 \psi \xi e}{\mu r_2} + \nu^2}\right), \text{ m} \qquad (16)$$

Experienţele efectuate au arătat că pentru o bună funcţionare a pompei este necesar ca $a = 5 \div 30$ mm în funcţie de dimensiunile rotorului. Dînd o valoare pentru a, din relaţia (16) se poate determina excentricitatea necesară e. Interstiţiul Δ (fig. 2) dintre stator şi periferia rotorului se ia $\Delta = 3 \div 10$ mm.

Se studiază în continuare faza de comprimare a aerului. Debitul de aer în diferite secţiuni radiale este dat de relaţia:

$$\dot{V}_\alpha = \frac{r_2^2 \mu \omega b_0}{2 \sigma^{\frac{1}{n}}}\left[\left(1 - \frac{a}{r_2}\right)^2 - \nu^2\right], \text{ m}^3/\text{s}, \qquad (17)$$

unde:

$$\sigma = \frac{H_2}{H_1};$$

n — exponentul politropic.

Pe de altă parte, debitul de aer care trece prin aceeaşi secţiune se mai poate exprima şi cu o relaţie de forma:

$$\dot{V}_\alpha = \frac{r_2^2 \mu \omega b_0}{2}\left[\left(\frac{r_x}{r_2}\right)^2 - \nu^2\right], \text{ m}^3/\text{s}. \qquad (18)$$

Egalînd (17) cu (18) se obţine expresia razei polare r_{x2} pentru faza de comprimare a aerului:

$$r_{x2} = r_2 \sqrt{\frac{1 - \beta)^2 - \nu^2}{\sigma^{\frac{1}{n}}} + \nu^2}, \text{ m}. \qquad (19)$$

După cum au arătat cercetările, exponentul politropic nu depăşeşte valorile 1,05÷1,07, deci procesul poate fi considerat izotermic, fără a face prea mari erori.

În ecuaţia (19), ca necunoscută apare raportul presiunilor σ, pentru unghiul de rotire α dat al rotorului.

Din ecuaţia continuităţii gazelor şi lichidelor, neglijînd pierderile se poate scrie pentru diferite secţiuni radiale analoge cu *EFK* (fig. 3), debitul de aer şi de lichid ce trece prin secţiunea respectivă:

$$Q_1 + \dot{V}_\alpha = (R - \rho)\, b_0\, c + \frac{r_2^2\, \omega\, \mu\, b_0}{2} (1 - \nu_1^2), \text{ m}^3/\text{s}. \qquad (20)$$

Pe de altă parte, ţinînd seamă de relaţiile (11) şi (17), se obţine:

$$Q_1 + \dot{V}_\alpha = \frac{r_2^2\, \omega\, \mu\, b_0}{2}\left[(1 - \nu^2) + \frac{2\,\xi\,\psi\,\Delta}{r_2\,\mu} + \frac{\left(1 - \frac{a}{r_2}\right)^2 - \nu^2}{\sigma}\right]. \qquad (21)$$

Comparînd relaţiile (20), (21), şi considerînd pentru simplificare adîncimea de pătrundere a paletelor suficient de mică ($\Delta = 0$) rezultă:

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{2\,(e + r_2 - \rho)\, c\, b}{r_2^2\, \omega\, \mu\, b_0 \left[\left(1 - \frac{a}{r_2}\right)^2 - \nu^2\right]}.$$

Înlocuind în expresia de mai sus valoarea lui C dată de relaţia (8), după o serie de transformări se poate scrie:

$$\frac{1}{\sigma^2} = A^2 \left[\psi^2 - \frac{1}{\varepsilon}(\sigma - 1)\right], \qquad (22)$$

unde:

$$\varepsilon = \frac{r_2^2\, \omega^2}{2\, H_1}, \qquad (23)$$

$$A = \frac{2\,\xi}{\mu\left[\left(1 - \frac{a}{r_2}\right)^2 - \nu^2\right]}\left(\frac{R - \Delta}{r_2} - c\right). \qquad (24)$$

Ecuaţia (22), de gradul 2 în σ, se poate rezolva fie cu formula lui Cardan, fie pe cale grafică [1], [2].

Determinînd pe σ şi înlocuindu-l în relaţia (19) se poate determina conturul interior al inelului de lichid pentru faza de comprimare a aerului.

Din relaţia (24) rezultă:

$$C = \frac{R - \Delta}{r_2} - A\,\frac{\mu}{2\,\xi}\left[\left(1 - \frac{a}{r_2}\right)^2 - \nu^2\right]. \qquad (25)$$

Pentru a determina unghiul corespunzător începerii fazei de refulare se procedează după cum se arată în continuare.

Derivînd expresia (25) şi egalînd cu zero se obţine:

$$\sigma_{max} = \frac{2}{3}(\varepsilon\psi^2 + 1), \qquad (26)$$

de unde:

$$\varepsilon_{min} = \left(\frac{2}{3}\,\sigma_{max} - 1\right)\frac{1}{\psi^2}. \qquad (27)$$

Din ecuaţia (22) rezultă:

$$A^2 = \frac{\varepsilon}{\sigma^2\,(\psi^2\,\varepsilon + 1 - \sigma)};$$

şi înlocuind valoarea lui σ din (26), după unele transformări se obţine:

$$A_{min} = 2{,}6\sqrt{\frac{\varepsilon}{(\psi^2\,\varepsilon + 1)^3}}. \qquad (28)$$

Înlocuind valoarea lui A_{min} în expresia (25) şi utilizînd relaţia (15) se poate determina unghiul α corespunzător începutului fazei de refulare.

Utilizînd expresiile (8), (23), şi (26) se determină viteza de deplasare a apei pe porţiunea de comprimare a aerului, care va avea expresia:

$$C = r_2\,\omega\sqrt{\frac{1}{3}\left(\psi^2 + \frac{1}{\varepsilon}\right)}. \qquad (29)$$

Înlocuind această expresie în (11) în ipoteza $\Delta = 0$ şi ţinînd seamă de (13) rezultă expresia razei polare;

$$r_{x_2} = r_2\sqrt{\frac{2\,\psi\,\xi}{\mu}\left(\frac{R - \Delta}{r_2} - c\right)\sqrt{\frac{1}{3}\left(\psi^2 + \frac{1}{\varepsilon}\right)} + \nu^2}. \qquad (30)$$

Relaţia (30) permite construirea conturului interior al inelului de lichid pe porţiunea de refulare, după care se poate uşor determina forma necesară şi dimensiunile orificiilor de refulare. Muchiile acestor orificii nu trebuie să intersecteze inelul de lichid.

Adîncimea de pătrundere a paletelor rotorului în apă, în partea inferioară (zona *CD*) se determină cu relaţia:

$$a = D_2 + \Delta + l_2 - D, \qquad (31)$$

unde l_2 este grosimea inelului de apă pe porţiunea CD:

$$l_2 = R + e - r_2 \sqrt{\frac{4\,\psi\, e\, \xi}{\mu r_2} + \nu^2}. \qquad (32)$$

Debitul teoretic se calculează cu relaţia:

$$Q_t = 60\, \mu \cdot V \cdot n, \ \mathrm{m^3/h}. \qquad (33)$$

Puterea consumată va fi:

$$N = 3{,}763\, \frac{p_1 Q_r}{\eta_{iz}} \lg \frac{p_2}{p_1}, \qquad (34)$$

unde:

p_1 şi p_2 reprezintă presiunea iniţială şi finală a aerului, at;

Q_r — debitul real pentru regimul de funcţionare corespunzător, m³/min;

η_{iz} — randamentul izotermic;

$$\eta_{iz} = \eta_{int} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_h \cdot \eta_{mec} \qquad (35)$$

unde:

η_{int} este randamentul intern ($\eta_{int} = 0{,}93-0{,}95$);

η_{vol} — randamentul volumic ($\eta_{vol} = 0{,}5-0{,}8$);

η_{mec} — randamentul mecanic($\eta_{mec} = 0{,}985-0{,}99$);

η_h — randamentul hidraulic ($\eta_h = 0{,}4-0{,}55$).

Utilizîndu-se relaţiile de mai sus, s-au recalculat elementele dimensionale ale pompelor de vid *VIL-5*, *VIL-4* şi *VIL-3* fabricate în ţară. Datele iniţiale sînt redate în tabela 1 iar valorile unor parametri calculaţi în tabela 2.

Forma şi dimensiunile optime ale orificiilor de aspiraţie şi de refulare la discurile de distribuţie ale pompelor de vid *VIL-5* sînt redate în figura 4 unde s-a notat cu: *1* — butucul rotorului, *2* — periferia rotorului, *3* — statorul, *4* — forma inelului de apă, *5* şi *7* — orificiile de aspiraţie respectiv de refulare în variantele iniţiale, şi *6* şi *8* — orificiile de aspiraţie respectiv de refulare în varianta modificată.

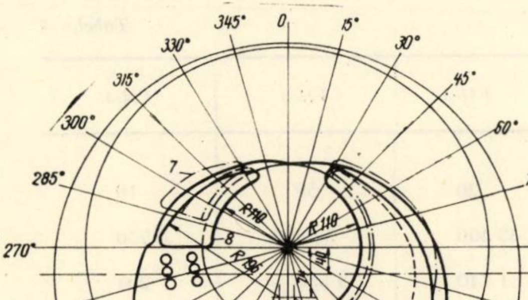

345°
0
15°
30°
330°
45°
315°
60°
300°
75°
285°
270°
90°
255°
105°
240°
120°
225°
131°
135°
210
150°
195°
180°
165°
162°
1
2
3
4
5
6
7
8
R90
R118
R200
10,5
CM 446

Fig. 4

În figura 5 sînt redate aceleaşi elemente dimensionale pentru pompa *VIL-4*.

În vederea verificării justeţei calculelor s-a trecut la experimentarea pompelor de vid *VIL-5*, *VIL-4* şi *VIL-3* cu rotoarele şi discurile de distribuţie existente şi cu cele modificate, comparîndu-se rezultatele obţinute.

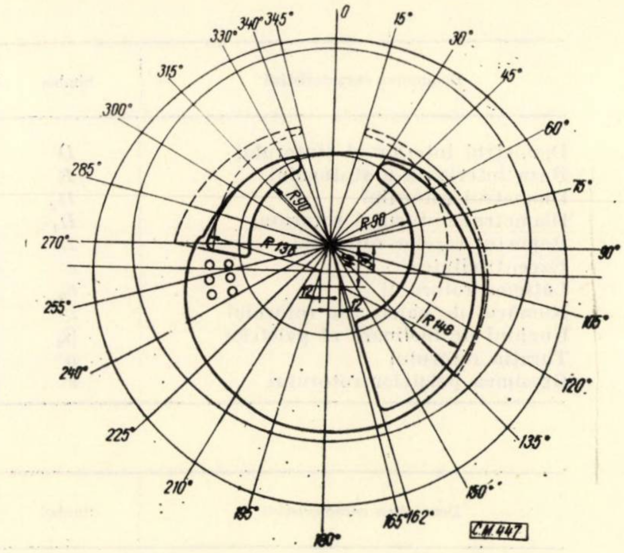

0
15°
30°
45°
60°
75°
90°
105°
120°
135°
150°
162°
165°
180°
195°
210°
225°
240°
255°
270°
285°
300°
315°
330°
340°
345°
R130
R90
R148
12
CM 447

Fig. 5

În cursul experimentărilor s-a determinat modul de variaţie al debitului de aer aspirat în stare reală şi al consumului de putere al motorului pentru diferite valori ale vidului.

Rezultatele măsurărilor efectuate sînt consemnate în diagrama din figura 6, unde sînt

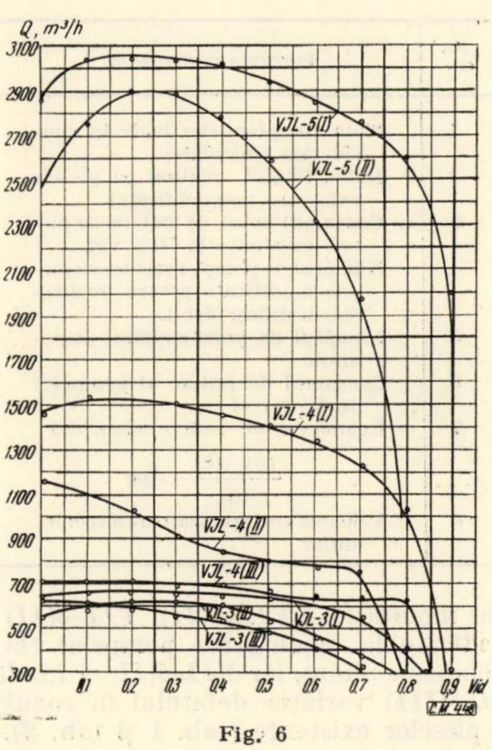


Fig. 6

redate variaţia debitului de aer în stare reală funcţie de vidul realizat, $Q = f$ (vid), m³/h aer. Curbele *VIL-5(I)*, *VIL-4(I)* şi *VIL-3(I)*, reprezintă variaţia debitului în cazul utilizării pieselor modificate; *VIL-4(II)*, *VIL-3(II)* curbele ridicate la omologarea pompelor (la Uz. Independenţa Sibiu), iar *VIL-5(II)*, *VIL-4(III)* şi *VIL-3(III)* variaţia debitului în cazul utilizării pieselor existente (tab. 1 şi tab. 2).

Din curbele din figura 6 rezultă că la 70% vid, prin utilizarea discurilor şi rotoarelor modificate se obţine:

- la *VIL-5* o creştere de debit de la 1970 la 2760 m³/h adică un spor de 39%;
- la *VIL-4* o creştere de debit de la 640 la 1220 m³/h adică un spor de 90%;

Tabela 1

Denumirea caracteristicii	Simbol	U/M	*VIL-5*	*VIL-4*	*VIL-3*
Diametrul interior al statorului	D	mm	684	520	401
Raza interioară a statorului	R	mm	342	260	200,5
Diametrul rotorului	D_2	mm	600	440	340
Diametrul butucului rotorului	D_1	mm	240	200	148
Raportul razelor rotorului	D	—	0,40	0,454	0,435
Excentricitatea	e	mm	40	30	24
Lăţimea rotorului	b_0	mm	588	450	230,2
Numărul de palete ale rotorului	z	—	20	20	18
Unghiul de înclinare al paletelor	β_2	grade	35	43	45
Turaţia rotorului	n	rot/min	600	750	975
Grosimea paletelor rotorului	s	mm	6	8	6

Tabela 2

Denumirea caracteristicii	Simbol	U/M	*VIL-5*	*VIL-4*	*VIL-3*
Volumul ocupat de palete	V_p	m³	0,0281	0,0074	0,0025
Volumul descris de o paletă	V_d	m³	0,141	0,0543	0,017
Coeficient	μ	—	0,80	0,863	0,848
Coeficient	μ_z	—	0,929	0,907	0,902
Coeficient	ψ	—	1,18	1,03	1,03
Distanţa dintre rotor şi corp	Δ	mm	2	10	6,5
Grosimea inelului de apă	l	mm	88	86	65,5
Raportul lăţimilor	ζ	—	1,02	1,005	1,0
Adîncimea de pătrundere	a	mm	6	16	11
Raport	$\frac{a}{V_2}$	—	0,02	0,0727	0,0647

Tabela 3

Nr. crt.	Denumirea caracteristicilor	U/M	*VIL-5*	*VIL-4*	*VIL-3*
1	Numărul pompelor luate în considerare (instalate)	buc.	20	50	10
2	Debitul total realizat cu piesele existente (nemodificate)	m³/h	39 400	32 000	3 750
3	Consumul total de putere cu piesele existente la 70% vid.	kW	1 740	1 550	204
4	Numărul de pompe necesare cu piesele modificate pentru realizarea aceluiaşi debit.	buc.	15	27	8
5	Numărul de pompe rămase disponibile	buc.	5	23	2
6	Consumul de putere al pompelor de la pct. 4	kW	1 380	1 160	165
7	Economia de putere absorbită $\frac{(3)-(6)}{(3)}\,100$	%	20,7	28,4	19
8	Valoarea corespunzătoare a economiilor	lei	778 000	95 000	84 200

—la *VIL-3* o creştere de debit de la 375 la 530 m³/h, adică un spor de 41%.

Eficienţa tehnico-economică a îmbunătăţirii caracteristicilor de funcţionare a pompelor de vid studiate rezultă din tabela 3.

În tabela 3 nu s-a luat în considerare preţul de cost al noilor rotoare şi discuri (fiind relativ mic) care se pot monta în momentul uzurii celor existente.

În concluzie, metoda de calcul utilizată la determinarea caracteristicilor de funcţionare ale pompelor de vid, *VIL-5*, *VIL-4* şi *VIL-3* s-a dovedit justă, obţinîndu-se o îmbunătăţire a performanţelor acestor pompe.

Prin utilizarea rotoarelor şi discurilor de distribuţie modificate se poate obţine un spor de debit la 70% vid, de 39% la *VIL-5*, de 90% la *VIL-4* şi de 41% la *VIL-3*, realizîndu-se în acelaşi timp o utilizare mai raţională a motoarelor electrice de acţionare. Ca urmare, consumul specific de putere la 70% vid scade la *VIL-5* de la 43,6 la 33,3 Wh/m³, iar la *VIL-4* de la 50 la 35 W/m³.

Utilizînd rotoarele şi discurile modificate, pentru realizarea debitului actual este necesar un număr mai mic de pompe. Astfel, din numărul total de 80 pompe de diferite tipuri luate în considerare rămîn disponibile 30.

Pompele de vid cu rotoarele şi discurile modificate avînd un consum specific de putere îmbunătăţit, cu pompele care rămîn în funcţionare se obţine o economie la consumul de energie electrică, în valoare totală de circa 1.812.000 lei/an.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pfleiderer, C.*, Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer Verlag, 1960.

[2] *Teteriukov, V. I.*, Pompe de vid rotative cu piston lichid, Masghiz, 1960.

[3] *Golovinţev, A. G.* Compresoare rotative, Masinostroienie, 1964.

[4] *Rumianţev, V. A.* Determinarea dimensiunilor de bază ale pompelor de vid şi compresoarelor cu inel lichid. Himiceskie Masinostroienie, nr. 1, 1962.

[5] *Rumianţev, V. A.* Noi construcţii de pompe de vid şi compresoare cu inel lichid, Himiceskie Masinostroienie nr. 1, 1962.

[6] *Rîbalkin, N.I.* Pompa de vid cu inel de apă VVN-50 Saharnaia Promişlenosti, nr. 8, 1961.

[7] *Flecken, A.* Pompele volumice în tehnica vidului, Ind· Anz. (R.F.G.) nr. 4, 11, 1963.

[8] *Proger, R.* Cercetări asupra pompelor de vid şi compresoarelor cu inel de apă, Maschinenbautech. (R.D.G.), nr. 9, 1962.

CZ 621.791:629.114.4

Unele aplicaţii ale sudării prin relief în construcţia autocamioanelor

Ing. Valeriu DOBOŞAN – Uzina de autocamioane – Braşov
Tehn. Nicolae CAŞCAVAL – Uzina de autocamioane – Braşov
Tehn. Mihai TELEANU – Uzina de autocamioane–Braşov

Productivitatea sudării prin puncte este, de obicei, exprimată prin numărul de puncte realizate în unitatea de timp. Mărirea productivităţii procedeului este deci posibilă prin mărirea numărului de puncte realizat în timpul unitar. În domeniul tablelor subţiri, soluţii în acest sens s-au găsit în ultimul timp prin aplicarea unor procedee speciale de sudare prin puncte [1] ca: sudarea prin tighelire (stepp); sudarea prin puncte multiple; sudarea prin relief.

Sudarea prin relief se caracterizează prin realizarea simultană a unei grupe de puncte sudate, utilizînd electrozi de contact cu suprafaţă mare, legaţi la o singură unitate (fig. 1 b) [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11]. Urmînd tendinţele generale de creştere a productivităţii muncii şi îmbunătăţirea calităţii, acest procedeu şi-a găsit la Uzina de autocamioane—Braşov o aplicare tot mai largă.

În cele ce urmează se vor prezenta unele exemple de aplicare a procedeului în construcţia autocamioanelor realizate la această uzină.

Seria, relativ mare, de fabricaţie, îmbinările frecvente din table subţiri, precum şi existenţa unor maşini de sudat prin presiune adecvate, au oferit condiţii prielnice pentru introducerea procedeului în fabricaţie. Aplicarea lui în unele cazuri a permis rezolvarea unor probleme de ordin constructiv, iar în alte cazuri înlocuirea unor metode de îmbinare mai puţin productive sau cu cost mai ridicat.

În vederea introducerii în fabricaţie, caracteristicile optime ale reliefurilor şi ale îmbinării însăşi au fost stabilite prin încercări prealabile. O dată cu executarea probelor s-a stabilit şi regimul de sudare. Pe baza rezultatelor obţinute, îmbinarea a fost analizată constructiv, ţinînd seamă şi de posibilităţile realizării reliefurilor.

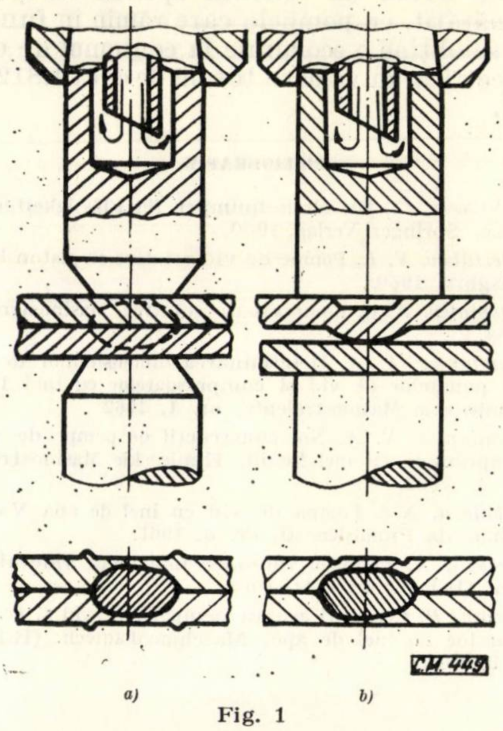


Fig. 1

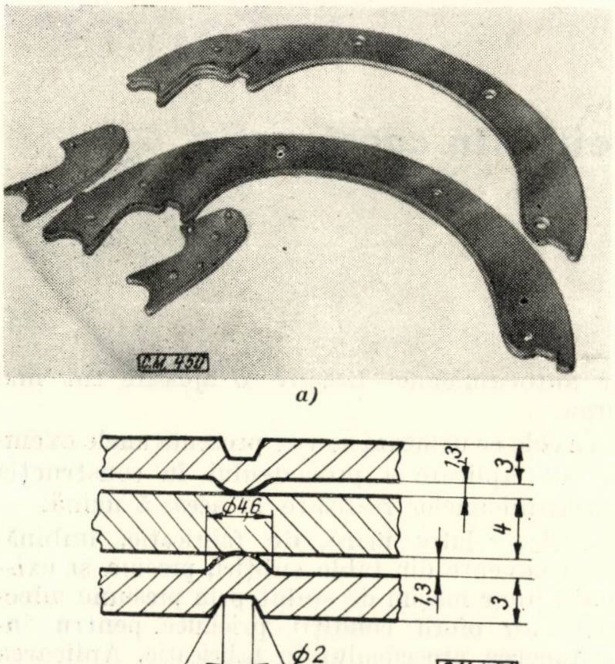


Fig. 2

În uzină, îmbinări sudate prin reliefuri se realizează pe prese de sudat de tip MRP 400 de 400 KVA şi RP 1202 G de 180 kVA. Pentru reperele mai mici se utilizează maşini normale de sudat prin puncte tip MTP 75 de 75 kVA.

La exemplele ce urmează a fi prezentate se va arăta pentru fiecare caz în parte piesa şi forma îmbinării, precum şi dispozitivele de sudat utilizate. Dimensiunile pieselor şi reliefurilor rezultă din schiţa îmbinării. Materialele în majoritatea cazurilor sînt oţeluri bine sudabile. În fiecare exemplu mărirea productivităţii obţinute rezultă din compararea noului procedeu cu cel vechi.

Figura 2a reprezintă nervura sabotului-faţă, întărită la unul din capete cu două plăcuţe sudate prin reliefuri. Forma îmbinării este prezentată în figura 2b. Numărul total de reliefuri pe plăcuţă este de 5. Iniţial, cele două plăcuţe se sudau prin procedeul obişnuit de sudare prin puncte. Deoarece prin noul procedeu se sudează toate cele 10 puncte simultan, rezultă că acesta a permis o ridicare substanţială a productivităţii operaţiei.

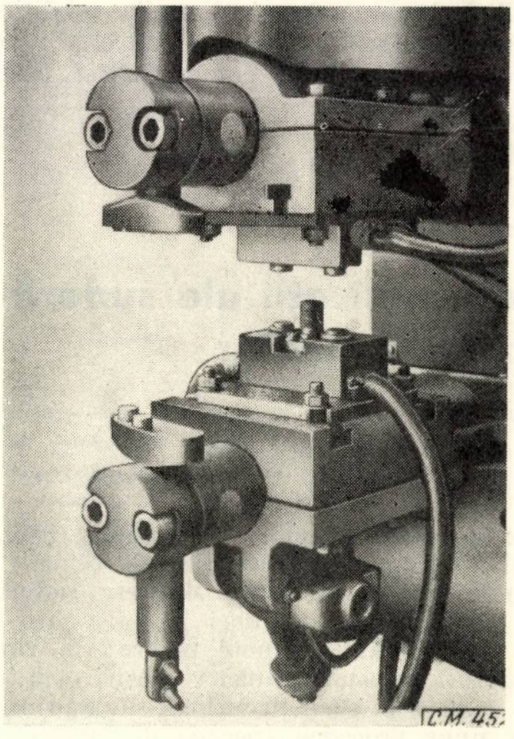
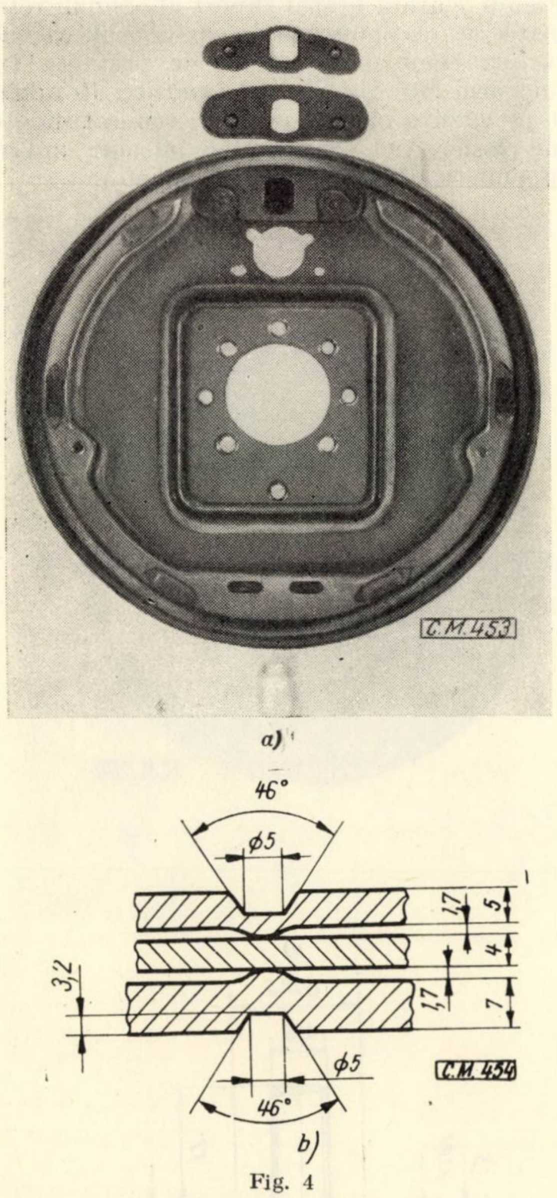


Fig. 3

În figura 3 este arătat dispozitivul de sudat pentru reperul din figura 2, dispus pe braţul unei prese de sudat. El este conceput ca un electrod în formă de T, pe care sînt aşezate două cepuri de orientare a celor trei piese una faţă de cealaltă. Ele orientează după contur, raza lor fiind stabilită după cele două curburi ale piesei.

Figura 4 arată ansamblul sudat prin reliefuri, format din două plăcuţe de întărire sudate de discul de frînă. Iniţial, îmbinarea s-a realizat prin sudare cu arc electric. Datorită deformaţiilor relativ mari rezultate, s-a impus înlocuirea procedeului.



a)

b)

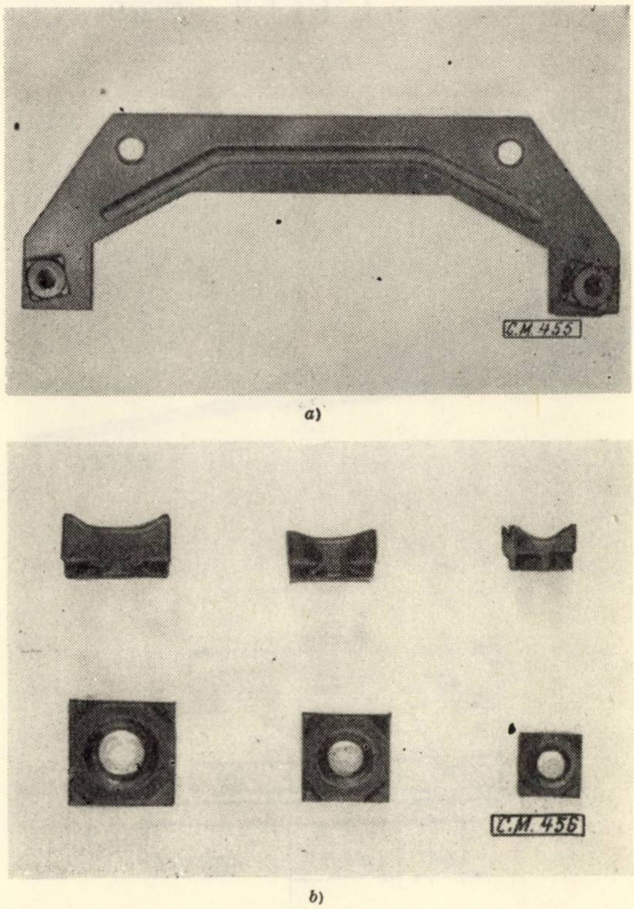
Fig. 4

Sudarea se face prin două reliefuri practicate pe fiecare plăcuţă. Se sudează ambele plăcuţe deodată, deci în total patru puncte.

Conform condiţiilor impuse, aşezarea relativă a celor trei piese trebuie orientată, suficient de precis, după fereastra dreptunghiulară din mijlocul plăcuţelor. Dispozitivul (fig. 3) se compune din cîte un bloc masiv de cupru, ce formează electrodul superior, respectiv inferior de contact. Pentru orientare, pe electrodul inferior este prins un cep de forma ferestrei. Pentru evitarea contactelor laterale, partea exterioară a aceesteia este formată din textolit. În faţa maşinii se montează, în mod normal, un suport pentru susţinerea discului în timpul operaţiei de sudare.

Cele două dispozitive din figura 3 sînt montate permanent pe aceeaşi maşină. Utilizarea unuia sau a altuia se face prin ridicarea sau coborîrea portelectrodului ce susţine dispozitivul pentru sudarea întăriturilor pe saboţi.

Realizarea îmbinărilor filetate, la pereţii subţiri din tablă ai caroseriilor, se face în mod deosebit de avantajos prin piuliţe sudate prin relief (fig. 5a). Procedeul permite prinderea rapidă a piuliţelor în locuri precis amplasate şi fără deformarea tablei. Piuliţele servesc, în general, la prinderea demontabilă a unor elemente din componenţa instalaţiei de bord la cabinei. Piuliţele au forma pătrată (fig. 5b), reliefurile fiind realizate prin deformarea în matriţă a celor patru colţuri, avînd forma ascuţită.



a)

b)

Fig. 5

Dispozitivul este conceput ca o pereche de electrozi speciali (fig. 6). Electrodul inferior are un cep de orientare, din oţel amagnetic (inoxidabil). El este prevăzut cu o treaptă de două diametre, în vederea orientării piuliţei faţă de gaura din tablă. Prin aceasta se realizează şi protecţia filetului faţă de stropi. Cepul este deplasabil pe verticală, fiind ghidat într-o bucşă izolată. Electrodul superior este cilindric şi are, pe partea frontală, o gaură pentru ferirea cepului.

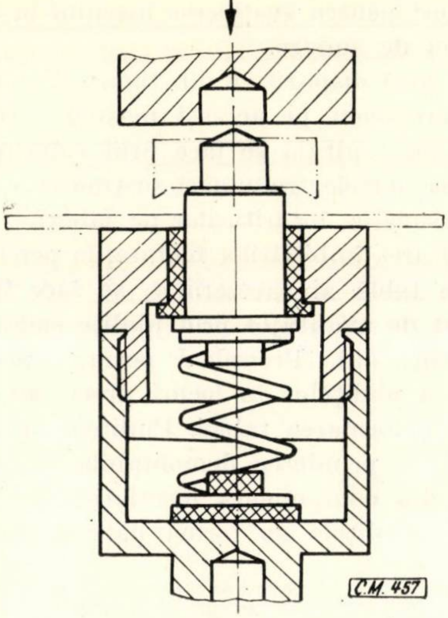
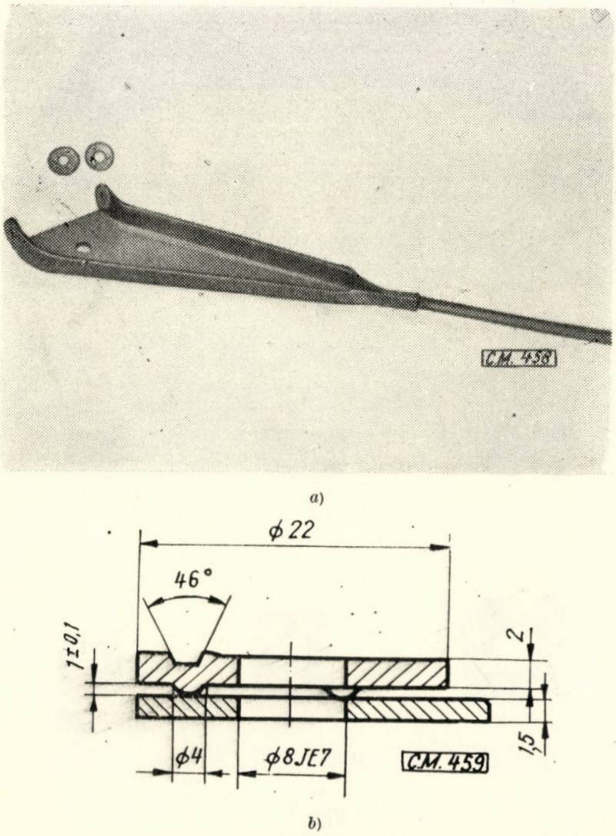


Fig. 6

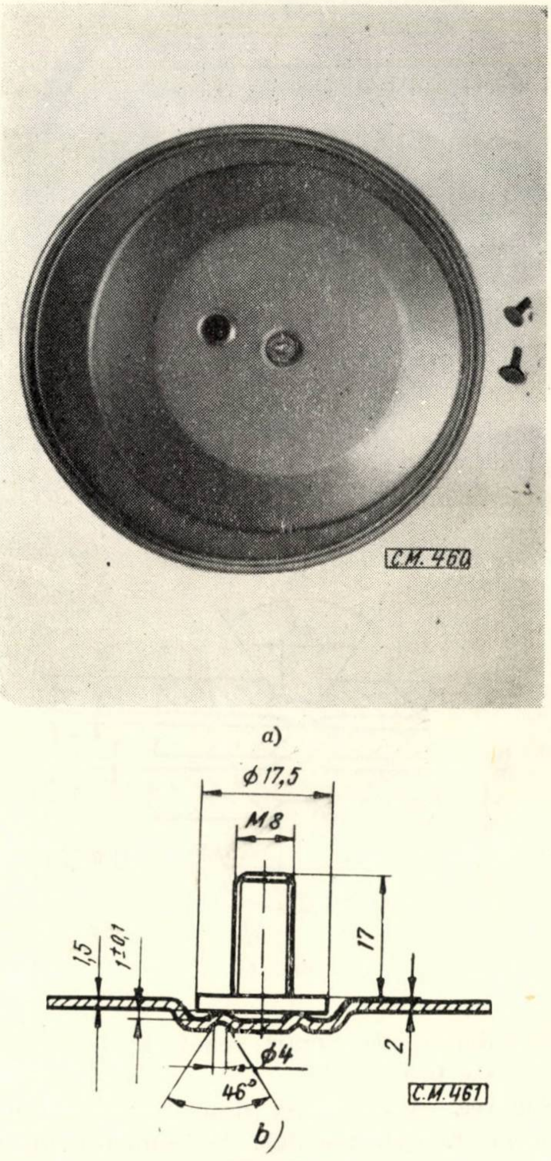


a)

b)

Fig. 7

Figura 7 arată braţul-suport al oglinzii retrovizoare ce se montează în exteriorul cabinei. Întărirea celor două urechi de prindere este făcută prin cîte o rondelă de întărire. Rondelele sînt prevăzute cu trei reliefuri semirotunde de tipul clasic. Aici procedeul a înlocuit sudarea prin puncte obişnuite (patru puncte).



a)

b)

Fig. 8

Dispozitivul de sudare în acest caz a rezultat simplu, sub forma unui electrod cu cep de centrare izolat şi presat în corp.

În pregătire se află sudarea prin relief a şurubului cu cap cilindric-plat, de capacul servomecanismului sistemului de frînare (fig. 8a şi 8b). Şurubul este sudat prin şase reliefuri bombate executate în adîncitura capacului. Îmbinarea urmează să înlocuiască alămirea operaţiei, ce s-a dovedit relativ scumpă. În figura 9 este redat dispozitivul conceput pentru această îmbinare. Şurubul este introdus în electrodul inferior. Pentru asigurarea centrării şi menţinerii în poziţie orizontală a capacului faţă de şurub, el este aşezat pe un suport format din trei braţe. Ansamblul poate glisa pe verticală în lungul portelectrodului inferior şi deci capacul să coboare sub acţiunea electrodului superior. Sistemul este asemănător dispozitivului utilizat la sudarea piuliţelor.

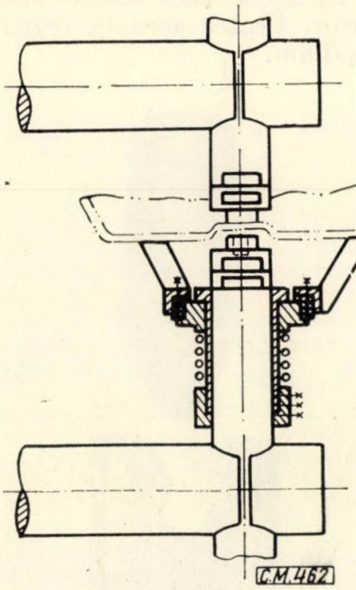


Fig. 9

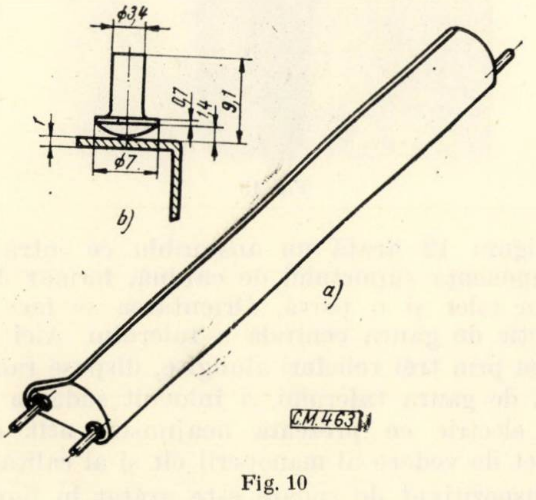


Fig. 10

Figura 10 arată o lamelă din componenţa jaluzelelor amplasate în faţa radiatorului de la motor. Axele de rotire sînt formate din ştifturi sudate prin relief de feţele frontale ale lamelei. Ele sînt în fond nituri cu capul bombat ce formează relieful.

Procedeul a înlocuit sistemul de îmbinare cu ştifturi tubulare, evazate la capăt după introducerea lor în gaura din lamele. Noul procedeu a permis chiar să se sudeze două sau mai multe axe simultan.

Figura 11 arată dispozitivul pentru sudarea simultană a două axe. În acest scop, axele se

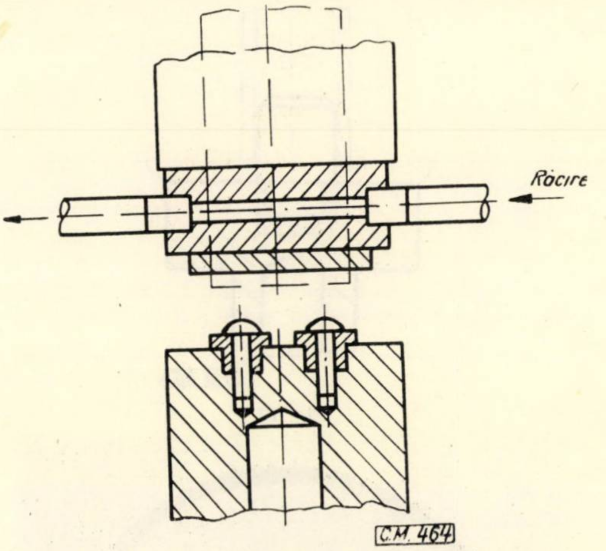
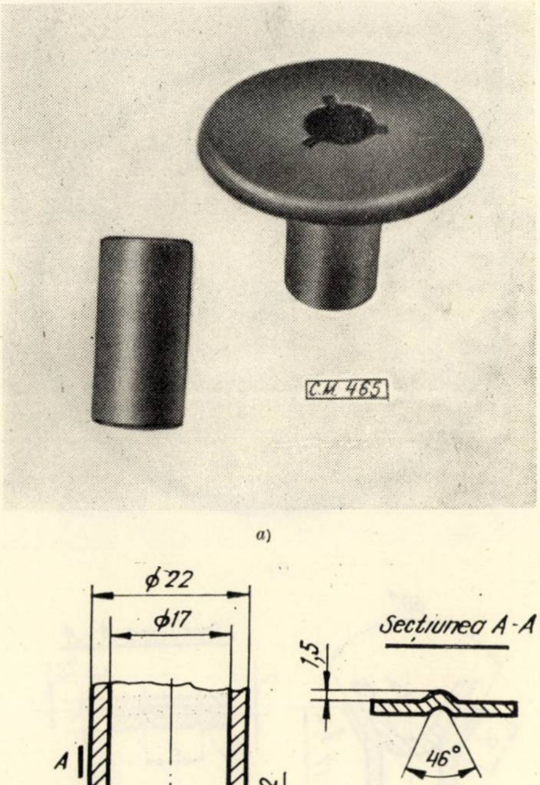


Fig. 11



a)

b)

Fig. 12

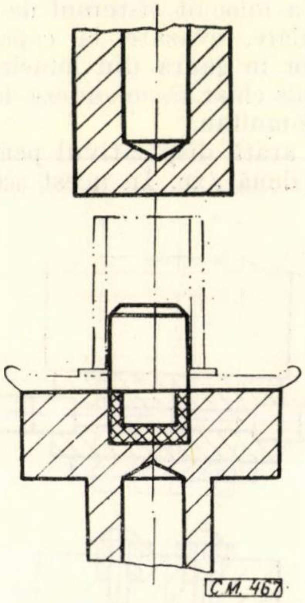


Fig. 13

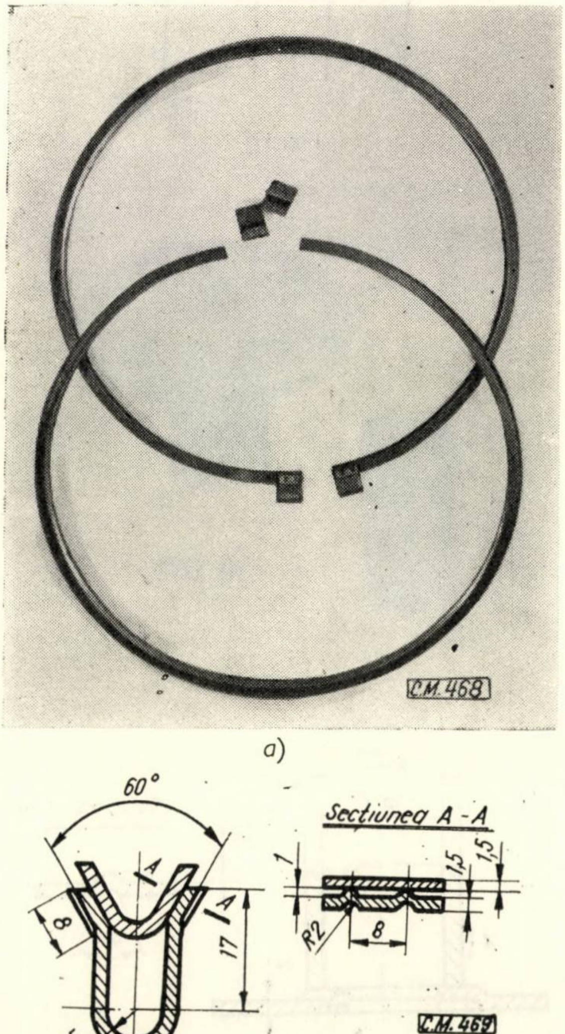


Fig. 14

introduc în electrodul inferior. Apăsarea şi contactul electric se fac pe partea opusă a capului bombat. Lamela se aşază ghidat pe electrodul superior format dintr-o placă de cupru cu suprafaţă plană. Precizia de amplasare a axelor depinde de aşezarea electrodului inferior faţă de cel superior. Pentru această reglare se utilizează un şablon.

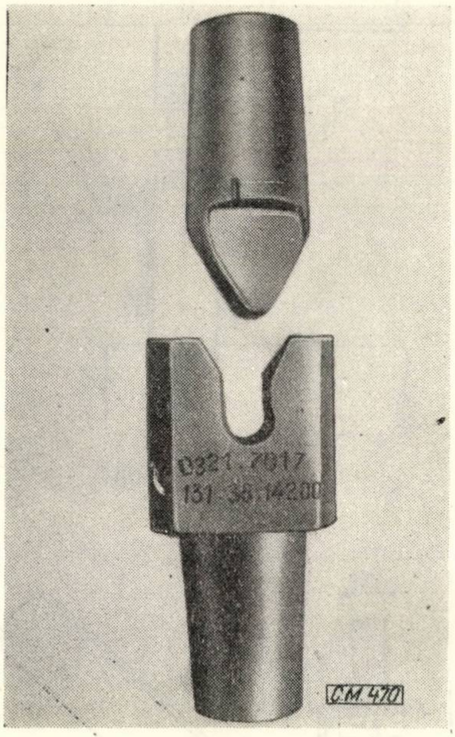


Fig. 15

Figura 12 arată un ansamblu ce intră în componenţa suportului de cabină, format dintr-un taler şi o ţeavă. Orientarea se face în funcţie de gaura centrală a talerului. Aici sudarea prin trei reliefuri alungite, dispuse radial faţă de gaura talerului, a înlocuit sudarea cu arc electric ce prezenta neajunsuri atît din punct de vedere al manoperii cît şi al calităţii.

Dispozitivul de sudare este arătat în figura 13. Pentru orientarea celor două piese se utilizează aceeaşi soluţie cu cep izolat. Contactul la electrodul superior se face pe partea frontală a ţevii.

Forma îmbinării apropiindu-se de cea a barelor dispuse în cruce, condiţiile de sudare sînt optime. Realizarea calitativă a îmbinării nu a prezentat probleme deosebite.

Figura 14 reprezintă o îmbinare realizată prin patru reliefuri alungite. Este vorba de ansamblul colierului de închidere de la cutia servomecanismului, al cărui capac a fost prezentat în figura 8. Cele două urechi servesc la strîngerea colierului printr-un şurub.

Sudarea urechilor de colier se realizează între doi electrozi în formă de V (fig. 15). Electrodul inferior are degajarea făcută pentru preluarea urechii, iar electrodul superior este profilat după interiorul colierului. Îmbinarea este interesantă prin faptul că în timpul sudării, pe lîngă apropierea celor două piese, apare şi o deplasare tangenţială a unei piese faţă de cealaltă. Din acest motiv reliefurile au fost dispuse în sensul acestei alunecări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schärrer, K.* Besondere Punktschweissverfahren. Publ. Brown Boveri 2807 D—IV 5/4.60.

[2] *Czech, F.* Buckelschweissen von Massenartikeln. În: Bänder, Bleche, Rohre, nr. 8, 1961.

[3] *Belotte E.* Quelques applications de soudage électrique par bossages. În : La soudure électrique, nr. 4, 1955.

[4] * * * (Seine). Données d'étude pour la conception des assemblages soudés par résistance en carrosserie automobile. Document 3.0599.10 Uz. Chausson-Asnières.

[5] *Czech, F.* Konstruktive Hinweise zur Anwendung des Buckelschweissverfahrens. În : Blech, nr. 9, 1965.

[6] *Czech, F.* Anwendung der Buckelschweisstechnik. În : Schweissen u. Schneiden, nr. 9, 1965.

[7] *Schärrer, K.* Das Buckelschweissen ein zeitgemässes-Verbindungsverfahren. Publ. Brown Boveri 2807 D-IV-5/4. 60.

[8] *Szorat, K. H.* Buckelschweissung in der Electroindustrie. În : Schweisstechnik, nr.4, 1964.

[9] *Czech, F.* Elektroden und Werkzeuge für das Buckelschweissen. În : Blech, nr. 9, 1961.

[10] *Fritzsche, W.* Steigerung der Arbeitsproduktivität durch verfahrensgerechte Technologien. În : Schweisstechnik, nr.4, 1964.

[11] * * * Steuerungen für Punkt, Buckel u. Rollennaht schweissmaschinen. Doc. DVS 2904/1964. În : Schweissen u. Schneiden, nr.3, 1964.

CZ 621.825:621-23

Influenţa cuplelor de translaţie în cercetarea mecanismelor patrulatere

Ing. Vasile-Tudor HUNCHER – M.I.C.M.-C.I.M.F.A. – Bucureşti

Studiul mecanismelor cu ajutorul analizei armonice complexe a făcut posibil crearea unei metodologii unitare în cercetarea mecanismelor fundamentale pentalatere, precum şi a mecanismelor patrulatere, ca un caz particular al primelor [1], [3], [4], [5], [6]. Astfel, în lucrări anterioare [1], [4], [5], au fost prezentate mecanismele patrulatere avînd cuple de translaţie, de rotaţie, precum şi unele tipuri specifice. În cele ce urmează se vor trata cazurile de mecanisme cu patru elemente care au şi cuple de translaţie în compunerea lor, alcătuite pe baza grupelor structurale binare de clasele II, II, IV şi V (tabela 1), conform sistematizării generale a mecanismelor fundamentale plane [3].

Mecanisme patrulatere de tipul R-II

Tipul R-II a. Legînd grupa structurală de clasa a II-a la o manivelă de rotaţie şi la bază, se obţine un mecanism patrulater de aspectul II (fig. 1).

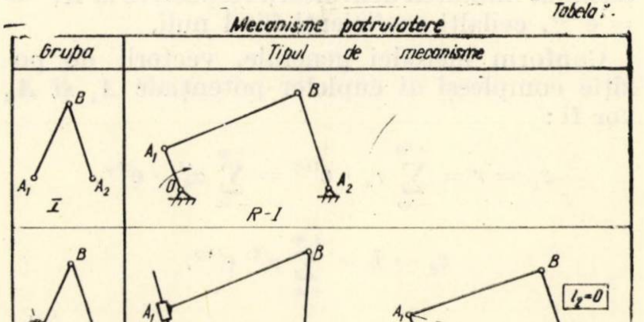
În acest caz, se determină coeficienţii dezvoltărilor în serie Fourier pentru unghiurile Φ_1, Φ_2 şi ψ:

$$e^{i\Phi_1} = \sum_{-\infty}^{+\infty} A_k^{(1)} \cdot e^{ik\varphi}; \quad e^{i\Phi 2} = \sum_{-\infty}^{+\infty} A_k^{(2)} \cdot e^{ik\varphi};$$

$$e^{i\psi} = \sum_{-\infty}^{+\infty} B_k \cdot e^{ik\varphi},$$

Tabela 1.

Mecanisme patrulatere



precum și pentru lungimea OA_1 variabilă :

$$r = \sum_{-\infty}^{+\infty} r_k \cdot e^{ik\varphi}.$$

Întrucît unghiul $\nu = ct$, rezultă $\psi^* = \nu - \psi$; de asemenea, $\Phi_1 = \varphi - \nu$, ceea ce determină limitarea dezvoltării respective la $A_1^{(1)} = e^{-i\nu}$, ceilalți coeficienți fiind nuli.

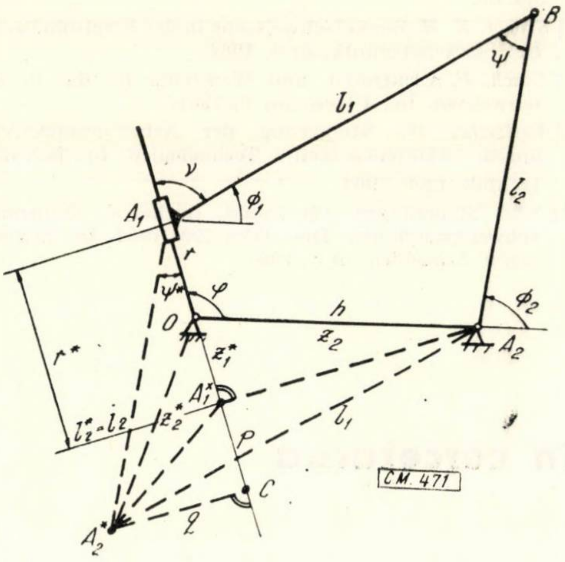


Fig. 1

Conform metodei generale, vectorii de poziție complecși ai cuplelor potențiale A_1 și A_2 vor fi :

$$z_1 = r = \sum_{-\infty}^{+\infty} r_k \cdot e^{ik\varphi} = \sum_{-\infty}^{+\infty} \alpha_k^{(1)} \cdot e^{ik\varphi},$$

$$z_2 = h = \sum_{-\infty}^{+\infty} \alpha_k^{(2)} e^{ik\varphi}.$$

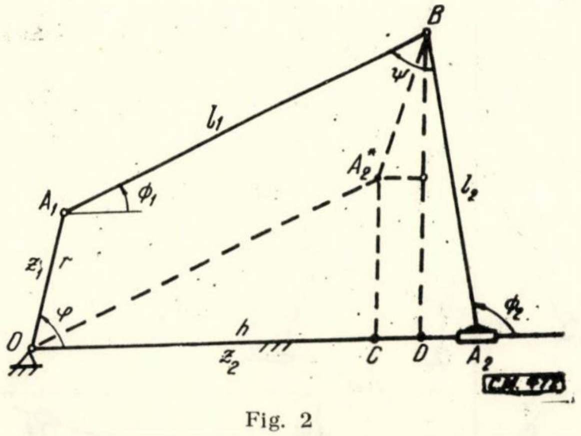


Fig. 2

Folosind construcții auxiliare (punctele A_1^* și A_2^*), se pot obține relații de legătură între diferiți coeficienți Fourier, iar în final prin coeficienții B_k^* este determinat unghiul ψ^*, deci și unghiul ψ. Apoi, vor rezulta succesiv coeficienții dezvoltărilor, în serii Fourier pentru $A_k^{(2)*}$, r_k^* și r_k, mecanismul fiind astfel complet rezolvat.

Tipul R-IIb. Acesta se obține inversînd modul de legare a grupei assurice la manivelă și la bază (fig. 2).

Folosind modul obișnuit de conducere a calculelor, se vor obține în mod similar relații pentru coeficienții Fourier ai diferitelor dezvoltări. Limitîndu-ne la coeficienții Fourier de ordinul II, ceea ce aduce o eroare practic neglijabilă, se poate obține pentru lungimea h următoarea expresie :

$$h = h_1 - \frac{r^2}{4\,l_1} - \frac{l_2^2}{2\,l_1}\sin^2\Phi_2 - l_2 \cdot \cos\Phi_2 + \\ + r\cos\varphi + \frac{r\,l_2}{l_1}\sin\Phi_2 \cdot \sin\varphi + \frac{r^2}{4l_1}\cos 2\varphi.$$

Considerînd lungimea $l_2 = 0$, rezultă mecanismul bielă-manivelă centric. Notînd $\lambda = \frac{r}{l}$, se obține :

$$h = l\left(\lambda\cos\varphi + 1 - \frac{1}{4}\lambda^2 + \frac{1}{4}\lambda^2\cos 2\varphi\right),$$

formulă care corespunde cu expresiile indicate în literatura de specialitate. Pentru a obține mecanismul bielă-manivelă excentric se pornește de la tipul de mecanism patrulater indicat în figura 3.

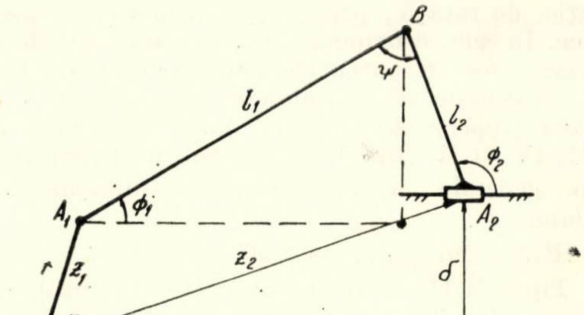


Fig. 3

Pentru mărimea h se obține dezvoltarea ;

$$h = l_1 - \frac{r^2}{4l_1} - \frac{(l_2 \cdot \sin\Phi_2 + \delta)^2}{2l_1} - l_2 \cdot \cos\Phi_2 + \\ + r \cdot \cos\varphi + \frac{r}{l_1}(l_2\sin\Phi_2 + \delta)\sin\varphi + \frac{r^2}{4l_1}\cos 2\varphi.$$

În cazul mecanismului bielă-manivelă excentric, rezultat pentru $l_2 = 0$, se obţine:

$$h = l_1 - \frac{r^2}{4l_1} - \frac{\delta^2}{2l_1} + r\cos\varphi + \frac{r\cdot\delta}{l_1}\sin\varphi + \\ + \frac{r^2}{4l_1}\cos 2\varphi.$$

Notînd $\lambda = \frac{r}{l_1}$, rezultă:

$$h = l_1\left(1 - \frac{1}{4}\lambda^2 - \frac{1}{2}\frac{\delta^2}{l_1^2} + \lambda\cos\varphi + \right. \\ \left. + \lambda\frac{\delta}{l_1}\sin\varphi + \frac{1}{4}\lambda^2\cos 2\varphi\right),$$

relaţie de la care apoi, pentru $\delta = 0$, se obţine expresia căpătată anterior în cazul mecanismului bielă-manivelă centric.

Mecanisme patrulatere de tipul R-III

Tipul R-IIIa. Pornind de la diada de aspectul III, se capătă mecanismul din figura 4.

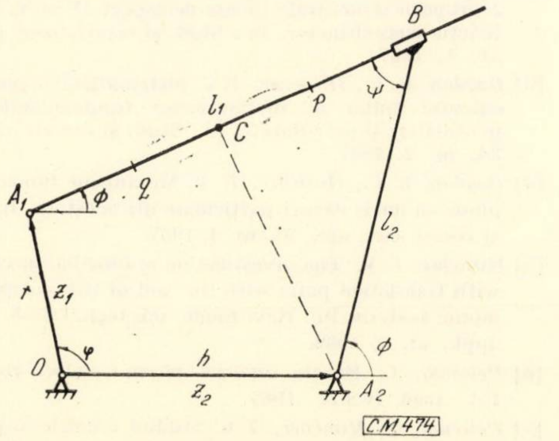


Fig. 4

Vor trebui determinaţi coeficienţii dezvoltărilor în serie Fourier ale mărimilor Φ_1, Φ_2, ψ şi l_1, ceea ce se face conform metodologiei generale.

Tipul R-IIIb. Acesta se obţine inversînd modul de dispunere a diadei de aspect III (fig. 5).

Se determină şi aici mărimile Φ_1, Φ_2, ψ şi l_2.

În cazul cînd lungimea $l_1 = 0$, se obţine mecanismul culisă oscilantă.

Mecanisme patrulatere de tipul R-IV

Rezultînd din legarea diadei de aspect IV la o manivelă de rotaţie şi la bază (fig. 6), acest tip de mecanism nu prezintă importanţă deoarece se blochează, neputînd funcţiona.

Mecanisme patrulatere de tipul R-V

Tipul R-Va. Mecanismele patrulatere de tipul V se obţin cu ajutorul diadelor de clasa a V-a (fig. 7).

Unghiul Φ_1 este determinat, deoarece $\Phi_1 = \Phi_2 - \psi =$ constantă. Variabile sînt lungimile h şi l_2 care au următoarele dezvoltări în serie Fourier:

$$h = \sum_{-\infty}^{+\infty} h_k \cdot e^{ik\varphi}; \; l_2 = \sum_{-\infty}^{+\infty} L_k^{(2)} \cdot e^{ik\varphi}.$$

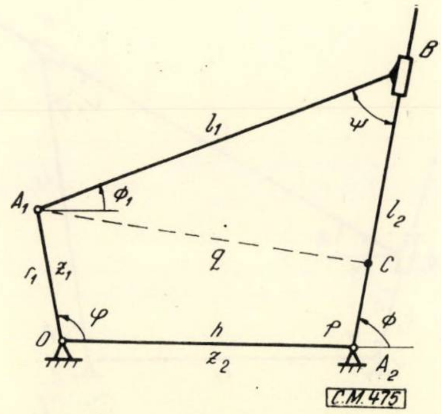


Fig. 5

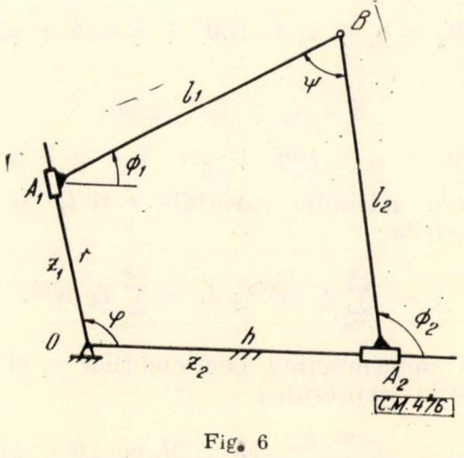


Fig. 6

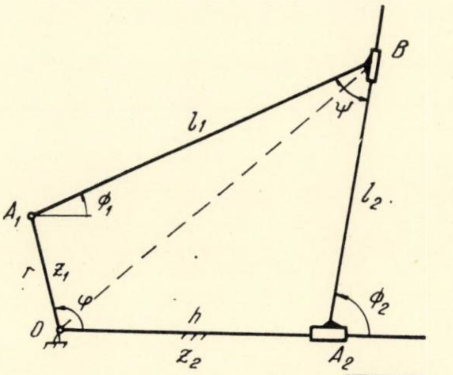


Fig. 7

Determinînd coeficienţii respectivi, se vor obţine în final expresiile:

$$l_2 = \frac{1}{\sin\Phi_2}\left[\, l_1 \sin(\Phi_2 - \psi) + r \sin\varphi \,\right],$$

$$h = l_1\,[\cos\,(\Phi_2 - \psi) - \mathrm{ctg}\,\psi_2\,\sin\,(\Phi_2 - \psi) + \\ + r\,(\cos\varphi - \mathrm{ctg}\,\Phi_2\,\mathrm{din}\,\varphi).$$

Tipul R-Vb. Acest tip de mecanism se obține prin inversarea modului de dispunere a diadei. Unghiul Φ_2 este funcție de parametrul lagrangean φ, căci (fig. 8):

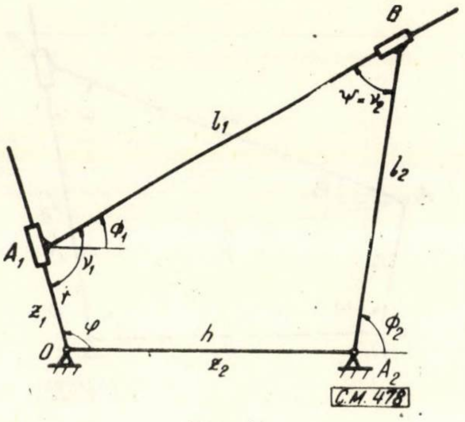


Fig. 8

$$\Phi_2 = \nu_1 + \nu_2 - 180^\circ + \varphi = \theta + \varphi,$$

unde:

$$\theta = \nu_1 + \nu_2 - 180^\circ.$$

$$\Phi_1 = \nu_1 - 180^\circ + \varphi = \theta - \psi + \varphi.$$

Pentru mărimile variabile r și l_1 se obțin dezvoltările:

$$r = \sum_{-\infty}^{+\infty} r_k \cdot e^{ik\varphi}\,;\; l_1 = \sum_{-\infty}^{+\infty} L_k \cdot e^{ik\varphi}.$$

Prin determinarea coeficienților r_k și $L_k^{(1)}$ se ajunge la expresiile:

$$l_1 = \frac{\sin\varphi}{\sin(\theta - \psi)}\,[h + 2l_2\cos\,(\theta + \varphi)],$$

$$r = h\,[\cos\varphi - \sin\varphi\,\mathrm{ctg}\,(\theta - \psi)] + \\ + l_2\left[2\cos\theta - \frac{\sin\,(\theta + \Phi_1)}{2\sin\,(\theta - \psi)}\right].$$

Expresiile obținute pentru diferitele patrulatere studiate coincid cu rezultatele cercetărilor întreprinse asupra mecanismelor cu patru elemente considerate ca tipuri derivate ale mecanismelor fundamentale pentalatere [1], [4], [5]. Aceasta constituie astfel și un mijloc de verificare, demonstrînd în același timp eficacitatea aplicării metodei analizei armonice complexe în studiul mecanismelor complexe, mecanismele clasice rezultînd prin diferite particularizări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bogdan, R. C., Larionescu, D.* Analiza armonică complexă și mecanoelectrică a mecanismelor plane. București Ed. Acad. R.S.R., 1968.

[2] *Bogdan, R. C., Huncher, T. V.* Analiza armonică complexă a grupelor structurale binare de aspect IV și V, în construcția mecanismelor. În: Stud. și cercet. mec. apl., 24, nr. 1, 1967.

[3] *Bogdan, R. C., Huncher, T. V.* Sistematizarea generală și calculul unitar al mecanismelor fundamentale plane pentalatere și patrulatere. În: Stud. și cercet. mec. apl., 24, nr. 2, 1967.

[4] *Bogdan, R. C., Huncher, T. V.* Mecanisme fundamentale plane cu unele cazuri particulare ale acestora. În: Stud. și cercet. mec. apl., 25, nr. 4, 1967.

[5] *Huncher, T. V.* The investigation of four-bar mechanisms with translation pairs with the aid of the complex harmonic analysis. În: Rev. roum. sci. tech., Série de méc. appl., nr. 6, 1969.

[6] *Pelecudi, C.* Bazele analizei mecanismelor. București, Ed. Acad. R.S.R. 1967.

[7] *Pelecudi, C., Huncher, T. V.* Studiul analitic al grupelor assurice. În: Stud. și cercet. mec. apl. nr. 3, 1964.

17

CF 621: 65.011.44:330.322

Unele aspecte ale eficienţei economice a investiţiilor în construcţia de maşini

Econ. Avram LAZAROVICI – INCENERG – Bucureşti

Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. subliniază ca trăsătură de bază a dezvoltării industriei noastre în perioada care urmează „îmbunătăţirea structurii sale, creşterea accentuată a unor ramuri moderne, strîns legate de progresul tehnico-ştiinţific contemporan, pentru a se asigura valorificarea superioară a resurselor materiale şi a capacităţii tehnice a forţei de muncă, ridicarea productivităţii muncii sociale”.

În acest scop, a fost elaborat un vast program de investiţii, dirijat cu prioritate spre dezvoltarea producţiei bunurilor materiale. Se prevede, pentru perioada care urmează (1971–1975), investirea a 420 – 435 miliarde lei din fondurile centralizate ale statului. Din totalul investiţiilor, 57–58 la sută vor fi alocate industriei şi în special ramurilor care contribuie la modernizarea bazei tehnico-materiale a întregii economii şi la lărgirea surselor de materii prime. Din acestea, 3/4 vor fi destinate ramurilor de bază ale industriei: energetica, chimia, metalurgia, construcţia de maşini.

Este ştiut însă că volumul masiv de investiţii poate da roade numai în condiţiile realizării unei eficienţe economice sporite. De modul cum se folosesc fondurile de investiţii se pot realiza marile obiective propuse pentru etapa respectivă.

Pentru utilizarea cît mai raţională şi cu maximum de eficienţă economică a investiţiilor, ultima sesiune a Marii Adunări Naţionale a votat legea privind organizarea, planificarea şi execuţia investiţiilor. „Adoptarea unor măsuri ferme care să pună ordine în întreaga activitate de pregătire şi execuţie a investiţiilor — se subliniază în expunerea proiectului de lege — precizarea sarcinilor şi răspunderilor pentru toţi factorii angajaţi în procesul de realizare a noilor unităţi şi pentru toate etapele acestui proces — de la fundamentarea economică a obiectivelor pînă la recepţia finală a acestora — sînt determinate de amploarea programului naţional de investiţii şi de necesitatea de a lichida deficienţele care întîrzie îndeplinirea acestui program şi diminuează eficienţa întregii dezvoltări”.

Pornind de la analiza nevoilor reale ale economiei prin folosirea raţională a capacităţilor de producţie existente, a posibilităţilor de desfacere pe piaţa internă şi externă, proiectele pentru obiectivele stabilite a fi puse în funcţiune prin cheltuirea fondurilor de investiţii trebuie să ţină seamă de evoluţia ştiinţei şi tehnicii pe plan mondial, de mobilitatea nivelului tehnic actual. De aceea, legea se ocupă, printre altele şi de factorii responsabili de planificarea şi proiectarea investiţiilor care să asigure evaluarea corectă a tuturor indicatorilor tehnico-economici pentru a se atinge eficienţa preconizată.

★

Investiţiile sînt cheltuielile făcute de stat şi de unităţile cooperatiste pentru crearea sau achiziţionarea de noi fonduri fixe productive şi neproductive, pentru reconstruirea, lărgirea şi modernizarea celor existente.

Direcţiile în care se manifestă însemnătatea investiţiilor pentru economia naţională sînt multiple. Astfel investiţiile:

— contribuie la dezvoltarea bazei tehnico-materiale prin construirea de noi obiective cu un nivel tehnic tot mai ridicat, şi prin reconstruirea, lărgirea şi modernizarea celor existente;

— sînt un factor hotărîtor de influenţare a structurii economiei conform cerinţelor actuale de dezvoltare a societăţii;

— cu ajutorul lor, statul înfăptuieşte şi politica de repartizare judicioasă a forţelor de producţie pe teritoriul ţării, în funcţie de necesităţile economiei, de condiţiile economice şi naturale ale fiecărui judeţ.

Influenţa investiţiilor asupra dezvoltării economiei naţionale se manifestă nu numai prin volumul, ci şi prin modul cum se folosesc aceste fonduri. Un obiectiv principal în realizarea investiţiilor este sporirea eficienţei lor economice. Aceasta presupune cheltuirea cu grijă a fiecărui leu investit pentru a se obţine rezultatele economice şi sociale cele mai bune cu cheltuieli minime în timpul cel mai scurt.

Criteriul fundamental care stă la baza aprecierii eficienţei unei investiţii este, în ultimă instanţă, economisirea muncii sociale, creşterea productivităţii muncii. În acelaşi timp, economia socialistă este vital interesată să obţină valori de întrebuinţare care să corespundă necesităţilor sociale la nivelul cerinţelor actuale de dezvoltare a civilizaţiei.

Eficienţa economică a investiţiilor se caracterizează prin raportul dintre efortul economic depus prin cheltuirea de muncă vie şi materializată şi efectele economice ale investiţiei, care sînt de natură materială, valorică şi socială. Dintre indicatorii utilizaţi pentru determinarea eficienţei economice a investiţiilor, un loc important ocupă indicatorii valorici, printre care amintim: termenul de recuperare a investiţiei totale sau suplimentare, investiţia specifică, rentabilitatea producţiei, preţul de cost pe unitate de produs, productivitatea muncii. De asemenea, se iau în considerare consumurile specifice de materii prime, materiale, combustibili, cheltuieli unitare de exploatare şi întreţinere a utilajelor, maşinilor, clădirilor sau indicatorii legaţi de comerţul exterior, ca: termenul de recuperare a cheltuielilor valutare din cheltuielile valutare anuale, cursul de revenire brut şi net etc.

Industria constructoare de maşini, avînd un rol hotărîtor în promovarea progresului tehnic în întreaga economie, asigură condiţiile materiale pentru creşterea eficienţei economice a investiţiilor. Datorită acestui fapt conducerea de partid şi de stat a fost preocupată permanent de dezvoltarea şi modernizarea acestei ramuri. Condiţiile de creştere a eficienţei economice în construcţiile de maşini sînt asigurate, în bună parte, de activitatea în cadrul ramurii respective.

Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. cu privire la planul de dezvoltare economico-socială a României pe anii 1971—1975 se ocupă şi de căile principale de creştere a eficienţei economice a investiţiilor, căi cu valabilitate generală, inclusiv pentru industria constructoare de maşini.

Aceste căi pot fi grupate astfel:

a) Oportunitatea şi alegerea unor soluţii raţionale de investiţii determinate de necesitatea produsului care urmează să fie obţinut în cadrul noii capacităţi, pe baza unei analize multilaterale a nevoilor de consum intern şi extern.

Aceasta presupune o preocupare, în prealabil, pentru utilizarea întregului potenţial productiv existent prin reutilarea şi extinderea întreprinderilor existente.

Pentru desfăşurarea în ritm susţinut a investiţiilor o primă măsură care se impune este asigurarea din timp şi în întregime a documentaţiei tehnice. ,,Deciziile de investiţii trebuie să pornească de la analiza temeinică a unui sistem complex de indicatori tehnico-economici, de la necesitatea materializării investiţiilor în cît mai mare măsură în fonduri fixe productive şi a dimensionării corespunzătoare a capacităţilor de producţie''.

Alegerea variantelor de proiecte trebuie să asigure ca noile obiective să dea rezultate economice superioare celor obţinute în întreprinderile existente, să asigure sporuri cît mai mari de producţie şi de venit naţional la fiecare leu investit. În acelaşi timp apare necesitatea obţinerii celor mai buni parametri existenţi pe plan mondial, dezvoltarea economiei făcîndu-se pe baza celei mai înalte tehnici contemporane, cu verificarea în practică a rezultatelor obţinute în economisirea muncii sociale.

b) Schimbarea structurii mijloacelor de muncă prin creşterea ponderii maşinilor şi utilajelor, în volumul investiţiilor, întrucît de mărimea şi tehnicitatea lor depinde, în mod direct, volumul producţiei. ,,Sporirea eficienţei investiţiilor — se subliniază în Directive — cere ca, în toate ramurile, să se urmărească reducerea continuă a ponderii lucrărilor de construcţii şi repartizarea unei părţi tot mai mari din fondurile de investiţii pentru dotarea cu maşini şi utilaje''.

Reducerea costului construcţiilor şi a termenului de intrare în funcţiune a noilor capacităţi de producţie are un rol important în creşterea eficienţei economice a investiţiilor, micşorînd în felul acesta termenul de recuperare a investiţiilor.

c) Concentrarea producţiei şi construirea unor întreprinderi de mărime optimă, adică acea mărime a obiectivului industrial care asigură obţinerea producţiei cu cheltuieli de investiţii cît mai mici, la un preţ de cost mai scăzut. În această direcţie, Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. atrag atenţia asupra pericolului care există de-a se realiza construcţii cu capacităţi excesiv de mari, supradimensionate, fără justificare economică.

d) Amplasarea raţională a noilor obiective pentru folosirea mai completă a resurselor naturale şi de forţă de muncă ale judeţelor, apropierea de sursele de materii prime şi centrele de desfacere.

Aceste căi, enunţate mai sus, nu pot epuiza multiplele mijloace pentru determinarea şi creşterea eficienţei economice a investiţiilor, în special în industria construcţiilor de maşini.

Influenţa investiţiilor asupra creşterii eficienţei întregii activităţi economice este deosebit de mare.

Articolul de faţă şi-a propus numai prezentarea unor aspecte ale eficienţei economice a investiţiilor în lumina ultimelor documente de partid şi de stat apărute.

CZ 621.99

Determinarea atingerii și a ariei efective de contact a suprafeței de sprijin a filetului cu ajutorul modelelor sferice

Asist. ing. P. A. MAMEDOV – Institutul politehnic din Baku – U.R.S.S.

În articolul de față se determină, cu ajutorul modelelor sferice, înălțimea medie a microasperităților strivite de pe suprafața de sprijin a filetului special de racord și influența ei asupra variației strîngerii. Se admit următoarele ipoteze:

— valorile efective ale elementelor dimensionale ale profilului filetului (pasul, conicitatea și semiunghiul) nu au abateri de la valorile nominale;

— modelul microasperităților suprafeței filetului se consideră sub forma unui ansamblu de sfere cu aceeași rază; aceste sfere sînt distribuite cu o densitate constantă și sînt astfel repartizate pe înălțime încît curba suprafeței de sprijin (de contact) a modelului coincide cu curba de sprijin (de contact) a suprafeței filetului special de racord.

Se studiază contactul dintre suprafața cu microasperități, reprodusă sub forma de model, cu un ansamblu de sfere, și cu o suprafață dură absolut netedă.

După GOST 5286 — 58, pentru racordul prăjinilor de foraj rugozitatea suprafeței filetului de racord, destinat asamblării pieselor de racord, trebuie să fie de clasa a 5-a [2].

N.B. Demkin arată că pentru suprafețele prelucrate grosolan și pentru suprafețele pieselor din materiale cu înaltă plasticitate contactul poate fi considerat plastic [3], dar la solicitări mari trebuie să fie luată în considerare și ecruisarea.

Pentru contactul în limitele plasticității (considerînd existența ecruisării) N. B. Demkin propune următoarele formule de calcul:

— pentru atingerea relativă:

$$\varepsilon = \left\{ \frac{r^{\omega} \cdot \mathrm{N}}{2^{\omega}\, b\, h_{\max}^{\omega}\, A_c\, K_3\, H_y} \right\}^{\frac{1}{\nu+\omega}}; \tag{1}$$

— pentru suprafața relativă de contact:

$$\eta_1 = \left\{ \frac{r^{\omega}\, b^{\frac{\omega}{\nu}} \cdot \mathrm{N}}{2^{\omega}\, h_{\max}^{\omega}\, A_c\, K_3\, H_y} \right\}^{\frac{\nu}{\nu+\omega}}. \tag{2}$$

În mod corespunzător, atingerea (apropierea) relativă și suprafața relativă de contact au următoarele expresii:

$$\varepsilon = \frac{a}{h_{\max}} \text{ și } \eta_1 = \frac{A_r}{A_c},$$

în care:

ε este apropierea relativă;

b și ν constanta care caracterizează curba suprafeței de sprijin (de contact);

η_1 — suprafața relativă de contact;

$h_{\max}$ — înălțimea maximă a microasperităților suprafeței;

r — raza de curbură a vîrfurilor microasperităților;

A_c — suprafața de contur;

A_r — suprafața efectivă de contact;

N — efortul normal;

ω — coeficient care caracterizează durificarea materialului;

H_y — coeficient caracterizînd deformația plastică a materialului;

K_3 — coeficient funcție de ω și ν; se determină prin integrare aproximativă;

a — apropierea (atingerea).

Între lungimea liniei elicoidale conice L și razele medii ρ_1 și ρ_2 în secțiunea mică și, respectiv, mare a conului, se adoptă următoarea dependență aproximativă [4]:

$$L = \frac{2\pi}{S \cdot K}(\rho_2^2 - \rho_1^2),$$

în care:

S este pasul filetului;

K — conicitatea filetului.

Aria nominală a suprafeței de sprijin a spirei în cazul strîngerii negative se determină cu ajutorul formulei:

$$A_c = c \cdot L \cdot t_2 \cos \alpha/2, \tag{3}$$

în care:

t_2 este înălțimea activă a profilului;

$\alpha/2$ — jumătatea unghiului de profil;

c — partea din aria nominală necesară pentru înșurubarea definitivă a asamblării cu strîngere negativă ($c = 0{,}95 - 1{,}00$); se adoptă $c = 1{,}0$.

Pentru strîngerea pozitivă, aria nominală a suprafeței de sprijin (contact) a spirei se determină cu relația:

$$A_a = 2\, L\, t_2 \cos \alpha/2. \tag{4}$$

La o strîngere negativă cu înșurubare terminată sau la o strîngere pozitivă cu început de contact pe suprafețele frontale, prin înșurubare la aria nominală a suprafeței de spri jin (contact) a spirelor se adaugă suprafeţele frontale de sprijin ale cuplajului S_m :

$$S_m = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_0^2),$$

în care :

D este diametrul exterior al cuplajului ;

d_0 — diametrul degajării conice în suprafaţa frontală a cuplajului.

Sarcina normală N care acţionează asupra suprafeţei spirelor este legată de sarcina axială $Q_{\max}$ prin următoarea relaţie (fig. 1) :

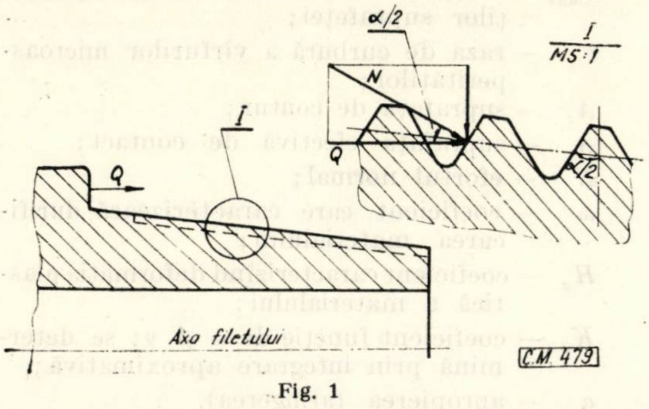


Fig. 1

$$Q_{\max} = N \cos \alpha/2. \quad (5)$$

Ţinînd seamă de solicitarea dinamică, solicitarea axială $Q_{\max}$ va fi egală cu [4] :

$$Q_{\max} = 1,2\,(R_{\max} + \alpha_0 P_{1\max}), \quad (6)$$

în care :

$R_{\max}$ este efortul maxim cu care suprafaţa frontală a cuplajului se presează pe cepul de racord după aplicarea greutăţii coloanei de foraj ;

$P_{1\max}$ — greutatea admisibilă a coloanei de foraj [5] ;

α_0 — coeficient [4].

Din ecuaţiile (5) şi (6) se deduce :

$$N \cos \alpha/2 = 1,2\,(R_{\max} + \alpha_0\, P_{1\max}),$$

de unde :

$$N = \frac{1,2\,(R_{\max} + \alpha_0\, P_{1\max})}{\cos \alpha/2}.$$

Introducînd valorile lui N, ε şi η_1 în formulele (1) şi (2) şi după transformările respective se obţin următoarele expresii :

$$a = \left[\frac{1,2\, h_{\max}^{\nu}\, r^{\omega}\,(R_{\max} + \alpha_0 P_{1\max})}{\cos \alpha/2\; 2^{\omega}\, b\, A_c\, K_3\, H_y]}\right]^{\frac{1}{\nu+\omega}}, \quad (7)$$

$$A_r = \left[\frac{1,2\, r^{\omega} b^{\frac{\omega}{\nu}}\, A_c^{\frac{\omega}{\nu}}(R_{\max} + \alpha_0\, P_{1\max})}{\cos \alpha/2\; 2^{\omega}\, h_{\max}^{\omega}\, H_y\, K_3}\right]^{\frac{\nu}{\nu+\omega}} \quad (8)$$

Cum nu a existat încă posibilitatea de a măsura ondulaţia suprafeţei filetului, pentru rezolvarea problemei date s-a considerat că ondulaţia lipseşte şi atunci aria de contur este egală cu aria nominală, adică :

$$A_c = A_a$$

De aici :

$$a = \left[\frac{1,2\, h_{\max}^{\nu}\, r^{\omega}\,(R_{\max} + \alpha_0\, P_{1\max})}{\cos \alpha/2\; 2^{\omega}\, b\, A_a\, K_3\, H_y}\right]^{\frac{1}{\nu+\omega}}, \quad (9)$$

$$A_r = \left[\frac{1,2\, r^{\omega}\, b^{\frac{\omega}{\nu}}\, A_a^{\frac{\omega}{\nu}}\,(R_{\max} + \alpha_0 P_{1\max})}{\cos \alpha/2\; 2^{\omega}\, h_{\max}^{\omega}\, H_y\, K_3}\right]^{\frac{\nu}{\nu+\omega}}. \quad (10)$$

În unele cazuri, în locul forţei de strîngere, se poate da momentul de strîngere.

Pentru filetele speciale de racord, între forţa $Q_{\max}$ şi momentul de strîngere $M_{\max}$ există următoarea relaţie [4] aproximativă pentru strîngere ($\delta H \leqslant 0$) :

$$Q_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{d_c}{2}\operatorname{tg}(\gamma_c + \rho) + \frac{f(D^3 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)}}, \quad (11)$$

în care :

d_c este diametrul mediu al filetului mm ; pentru filetele conice se ia egal cu diametrul mediu al filetului în planul care trece la distanţa egală cu jumătate din lungimea conului cepului (racordului) ;

γ_c — unghiul de înclinare a filetului $\gamma_c = \operatorname{arc\,tg} \frac{S}{\pi d_c}$;

S — pasul filetului ;

ρ — unghiul de frecare, corespunzător coeficientului de frecare în asamblarea cu filet ($\operatorname{tg} \rho = f$) ;

f — coeficientul de frecare pe suprafeţele frontale de reazem ;

D — diametrul exterior al proeminenţei de reazem a cepului (racordului) ;

d_0 — diametrul degajării conice în planul suprafeţelor frontale ale cuplajului.

Din ecuaţiile (5) şi (11) se deduce :

$$N \cos \alpha/2 = \frac{M_{\max}}{\frac{d_c}{2}\operatorname{tg}(\gamma_c + \rho) + \frac{f(D^3 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)}};$$

de unde :

$$N = \frac{M_{\max}}{\cos \alpha/2\left[\frac{d_c}{2}\operatorname{tg}(\gamma_c + \rho) + \frac{f(D^3 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)}\right]}.$$

Înlocuind cu valori în formulele (1) şi (2), după transformările corespunzătoare se obţin următoarele expresii :

$$a = \left\{ \frac{h_{\max}^{\nu} r^{\omega} M_{\max}}{\cos\alpha/2 2^{\omega} b A_a K_3 H_y \left[\frac{d_c}{2} \operatorname{tg}(\gamma_c + \rho) + \frac{f(D^3 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)} \right]} \right\}^{\frac{1}{\nu+\omega}}. \tag{12}$$

$$A_r = \left\{ \frac{r^{\omega} b^{\frac{\omega}{\nu}} \cdot A^{\frac{\omega}{\nu}} \cdot M_{\max}}{\cos\alpha/2 \cdot 2^{\omega} h_{\max}^{\omega} \cdot k_3 H_y \left[\frac{d_c}{2} \operatorname{tg}(\gamma_c + \rho) + \frac{f(D^2 - d_0^3)}{3(D^2 - d_0^2)} \right]} \right\}^{\frac{\nu}{\nu+\omega}}, \tag{13}$$

Formulele obţinute (12) şi (13) caracterizează apropierea (atingerea) suprafeţelor şi suprafaţa efectivă de contact numai în stare statică.

Conform lucrării [6], pentru suprafaţa rugoasă apropierea relativă în mişcare ε_1 este :

$$\varepsilon_1 = \varepsilon\left(2\sqrt{1 + f_1^2}\right)^{\frac{1}{\nu}},$$

în care :

ε este apropierea relativă în stare statică ;
f_1 — coeficientul de frecare.

N. B. Demkin arată [3] că în cazul contactului a două suprafeţe rugoase se păstrează caracterul experimental al relaţiei, similar contactului unei suprafeţe rugoase cu o suprafaţă perfect netedă şi absolut dură ; se schimbă numai valorile coeficienţilor.

Dacă amîndouă suprafeţele de contact sînt la fel, coeficienţii se calculează cu relaţiile :

$$b' = 2^{2\nu} K_1 b^2$$

$$\nu' = 1{,}8\,\nu$$

$$\varepsilon' = \frac{a}{2h_{\max}}$$

De aceea, la calculul contactului a două suprafeţe rugoase, valorile coeficienţilor de mai sus se introduc în formulele (7), (8), (12) şi (13).

Din triunghiul *ABC* se determină (fig. 2) :

$$AB = AB \cos(90° - \alpha/2) = AC \sin \alpha/2,$$

în care :

$$AB = \frac{\Delta d_{cp}}{2}, \quad AC = a.$$

Atunci :

$$\Delta d_{cp} = 2\, a \sin \alpha/2, \tag{14}$$

unde :

Δd_{cp} este compensarea (corecţia) la diametru.

Formula (14) este valabilă pentru orice fel de asamblare cu filet conic.

În particular, la un semiunghi al profilului de 30°[2] :

$$\Delta d_{cp} = a.$$

Pentru orice fel de asamblări cu filet conic abaterea (eroarea) de strîngere, în funcţie de înălţimea asperităţilor strivite $\delta\, H_{as.str}$ se determină cu relaţia :

$$\delta\, H_{as.\,str.} = \frac{\Delta d_{cp}}{K} = \frac{2\, a \sin\alpha/2}{K}, \tag{15}$$

în care *K* este conicitatea filetului.

Abaterea (eroarea) la strîngere, pentru filetul special de racord cu conicitatea de 1 : 4 şi 1 : 6, se va determina respectiv cu relaţiile :

$$\delta H_{as.\,str.} = 4\, a\,; \tag{16 a}$$

$$\delta H_{as.\,str.} = 6\, a. \tag{16 b}$$

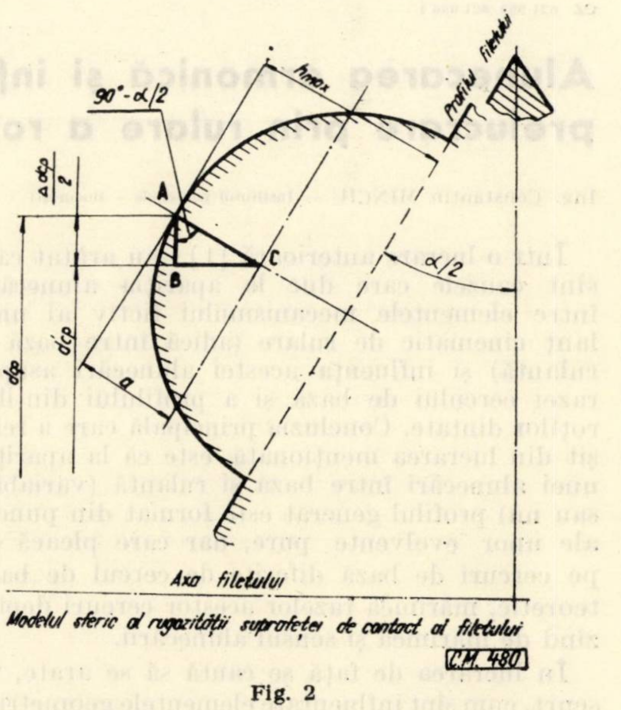


Fig. 2

Din formulele (16 a şi 16 b) rezultă că abaterea la strîngere depinde de apropierea şi de conicitatea filetului.

Pentru determinarea razei de curbură a vîrfurilor asperităţilor se măsoară lăţimea şi distanţa

pînă la vîrfurile celor mai înalte asperităţi. Prin aceasta, se ia în consideraţie diferenţa dintre măririle pe orizontală şi verticală. Raza se poate calcula cu formula [6]:

$$r = \frac{d^2}{8a}$$

în care:

d este lăţimea asperităţii;

a — distanţa pînă la vîrf.

Raza de curbură calculată se determină cu relaţia:

$$r = \sqrt{r_{long} r_{trans}}$$

în care r_{long} şi r_{trans} sînt razele de curbură ale asperităţilor în direcţia longitudinală şi, respectiv, transversală.

Din cele arătate mai înainte, se pot trage următoarele concluzii:

— abaterile de strîngere depind de apropierea dintre suprafeţe şi de conicitatea filetului;

— din formulele (9) şi (12) rezultă că apropierea (atingerea) a două suprafeţe creşte o dată cu mărirea sarcinii, a vîrfurilor microasperităţilor şi a razei de curbură şi scade o dată cu mărirea suprafeţei nominale de contact, a coeficienţilor care caracterizează durificarea şi deformarea plastică a materialelor şi a elementelor asamblării de racord;

— din formulele (10) şi (13) rezultă că suprafaţa efectivă de contact creşte o dată cu creşterea sarcinii, a suprafeţei nominale de contact şi a razei de curbură a vîrfurilor şi scade o dată cu mărirea vîrfurilor microasperităţilor şi a coeficienţilor care caracterizează durificarea şi deformarea plastică a materialelor şi elementelor asamblării de racord.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mamedov, P.A.* şi *Iaroşevschi, F.M.* — Opredelenie srednei vîsotî smiatîh nerovnostei opornoi poverhnosti rezb i vliianie eio na otcloneniia natiaga, Materialî naucinî conferenţii aspirantov (Estestvennîe nauki), Azerbaidjanskii gosudarstvennîi universitet imeni S. M. Kirova Bacu, 1969.

[2] GOST 5286—58 — Zamki dlia burilnîh trub, Standartghiz, Moscova, 1958.

[3] *Demkin, N. B.* — Fakticeskaia ploşadi kasaniia tverdîh poverhnostei, Izd-stvo A.N.— SSSR, Moscova, 1962.

[4] *Saroian, A.E.* — Osnovî rasciota burilnîh kolonn, Gosteptehizdat, Moscova, 1961.

[5] *Pivovarov, I. F.* şi *Saroian, E. A.* ş.a. — Spravocinoe rukovodstvo po neftepromîslovîm trubam. Izd-stvo ,,Nedra'', Moscova, 1967.

[6] *Kraghelski, I. V.* — Trenie i iznosi Izd-stvo ,,Maşinostroenie'', Moscova, 1968.

CZ 621.833:621.986.1

Alunecarea armonică şi influenţa sa asupra preciziei de prelucrare prin rulare a roţilor dinţate

Ing. Constantin MINCIU — Institutul politehnic – Bucureşti

Într-o lucrare anterioară [1] s-au arătat care sînt cauzele care duc la apariţia alunecării între elementele mecanismului fictiv al unui lanţ cinematic de rulare (adică între bază şi rulantă) şi influenţa acestei alunecări asupra razei cercului de bază şi a profilului dinţilor roţilor dinţate. Concluzia principală care a reieşit din lucrarea menţionată este că la apariţia unei alunecări între bază şi rulantă (variabilă sau nu) profilul generat este format din puncte ale unor evolvente pure, dar care pleacă de pe cercuri de bază diferite de cercul de bază teoretic, mărimea razelor acestor cercuri depinzînd de mărimea şi sensul alunecării.

În lucrarea de faţă se caută să se arate, pe scurt, cum sînt influenţate elementele geometrice ale unei roţi dinţate prelucrate prin rulare cînd între bază şi rulantă apare o alunecare sub formă armonică, situaţie ce apare în realitate.

Erorile lanţului cinematic de rulare, grupate în cinematice şi dinamice, introduse de imprecizia cinematică sau dinamică, sînt variabil în timp (periodice) cu o frecvenţă şi amplitudini bine determinate.

Eroarea de pas este periodică, cu frecvenţa egală cu cea a numărului de dinţi: eroarea cumulată de pas dă naştere la o mişcare oscilatorie cu o frecvenţă ce depinde de apariţia acestei erori la o rotaţie, bătaia cercului primitiv dînd o mişcare oscilatorie cu o frecvenţă egală cu turaţia etc.

După cum se vede, toate erorile care formează imprecizia cinematică a lanţului cinematic de rulare introduc în timpul funcţionării acestuia, mişcări oscilatorii periodice de frecvenţe, amplitudini şi faze diferite.

Eforturile de aşchiere variabile dau naştere la o mişcare oscilatorie în lanţul cinematic de rulare a cărei frecvenţă este identică cu frecvenţa procesului de aşchiere. Şocul care apare la intrarea sculei în aşchie determină apariţia unei vibraţii cu aceeaşi frecvenţă.

Erorile din lanţul cinematic dau naştere la şocuri variabile cu frecvenţa de apariţie a acestor erori.

Toate aceste cauze cinematice şi dinamice fac ca între elementele mecanismului fictiv să apară o alunecare sub forma unei mişcări periodice a cărei frecvenţă şi amplitudine este bine determinată.

Amplitudinile tuturor mişcărilor oscilatorii cu frecvenţe şi în faze diferite, care apar în diferite porţiuni ale lanţurilor cinematice de rulare, sînt transmise la mecanismul fictiv în rapoarte corespunzătoare rapoartelor de transmitere din lanţul cinematic.

Dintre acestea, cea care interesează cel mai mult (deoarece are amplitudinea cea mai mare şi frecvenţa cea mai joasă) este mişcarea oscilatorie introdusă de procesul de aşchiere cu frecvenţa procesului de aşchiere şi cu amplitudinea corespunzătoare forţelor de aşchiere. Celelalte armonice superioare pot fi neglijate în comparaţie cu aceea de bază.

Această mişcare oscilatorie se suprapune peste mişcarea de rulare ducînd la apariţia unei alunecări între bază şi rulantă.

Teoretic, planul bazei se roteşte cu viteza unghiulară ω_{OB}, iar planul rulantei (al profilului generator) se deplasează cu viteza v_{OR}.

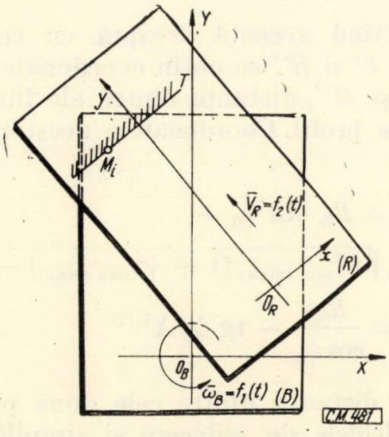


Fig. 1

În realitate, mişcările celor două plane sînt variabile în timp şi diferite ca mărime de cele teoretice, cauzele fiind arătate mai sus.

Peste mişcările de rulare teoretice se suprapune o mişcare oscilatorie, astfel că cele două plane se vor mişca cu următoarele viteze (fig. 1):

$$v_R = v_{OR} + A_v \sin \beta t\,, \qquad \omega_B = \omega_{OB} + A_\omega \sin(\beta t + \varphi)\,, \tag{1}$$

în care:

A_v şi A_ω reprezintă amplitudinile vibraţiilor forţate (la sculă, respectiv la piesă);

β — pulsaţia vibraţiei;

φ — defazajul ce apare între mişcările bazei şi rulantei.

Există în planul rulantei R (pe profilul generator T) un punct M_i care găsindu-se pe o dreaptă rulantă care, la un moment dat, rulează fără alunecare pe un cerc din planul bazei B (fig. 1). Punctul M_i va descrie (sau se va găsi) pe o evolventă pură care să plece de pe cercul de bază respectiv.

Raza acestui cerc de bază este dată de relaţia:

$$R_b = \frac{v_R}{\omega_B}, \tag{2}$$

adică:

$$R_b = \frac{v_{OR} + A_v \sin \beta t}{\omega_{OB} + A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}, \tag{3}$$

şi ţinînd seamă că $v_{OR} = R_{b_0} \times \omega_{OB}$, în care R_{b_0} reprezintă raza cercului de bază teoretic, atunci raza cercului de bază real se va scrie:

$$R_b = R_{b_0} + \frac{A_v \sin \beta t - R_{b_0} A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}{\omega_{OB} + A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}, \tag{4}$$

în care termenul al doilea al expresiei reprezintă creşterea $\Delta\ R_b$ a razei cercului de bază.

În figura 2 se poate observa că în timpul prelucrării raza cercului de bază R_{b_0} variază periodic în timp în jurul poziţiei zero. Deci polul rulării K îşi schimbă poziţia în fiecare moment în jurul poziţiei teoretice, ocupînd poziţiile limită K' şi K'' (fig. 2).

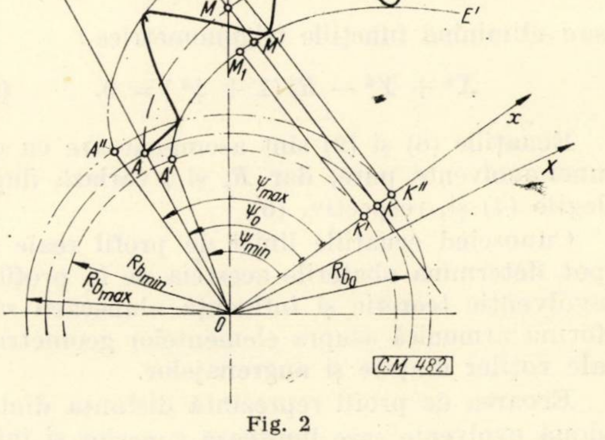


Fig. 2

Unghiul de rulare ψ (fig. 2) va fi:

$$\psi = \frac{\int v_R \cdot dt}{R_b} \tag{5}$$

sau:

$$\psi = \frac{\left(v_{OR} \cdot t - \frac{A_v}{\beta} \cos \beta t\right)[\omega_{OB} + A_\omega \sin(\beta t + \varphi)]}{R_{b0}\, \omega_{OB} + A_v \sin \beta t}, \tag{6}$$

care este și el variabil în timp și oscilează în jurul unei poziții de echilibru care este tocmai unghiul de rulare teoretic ψ_0 (fig. 2).

În figura 2 se poate observa că, datorită alunecării armonice ce apare între bază și rulantă, profilul real P_r este format din puncte de pe evolvente pure, dar care pleacă de pe cercuri de bază date de relația (4) și la unghuri de rulare conform relației (6).

Profilul real P_r se găsește între două evolvente limită E' și E'' care pleacă de pe cercurile de bază limită $R_{b_{\min}}$ și $R_{b_{\max}}$ la unghiurile de rulare $\psi_{\min}$, respectiv $\psi_{\max}$.

Alegînd două sisteme de referință în cele două plane (al rulantei și al bazei), sistemul xKy (în planul R) și sistemul XOY (în planul B), coordonatele instantanee ale unui punct de pe profilul real P_r vor fi:

$$\begin{cases} x = \dfrac{A_v \sin \beta t - R_{b_0} A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}{\omega_{OB} + A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}, \\ y = v_{OR} \cdot t - \dfrac{A_v}{\beta} \cos \beta t \end{cases} \tag{7}$$

în sistemul xKy, iar în sistemul XOY:

$$\begin{cases} X = R_b (\sin \psi - \psi \cos \psi), \\ Y = R_b (\cos \psi + \psi \sin \psi) \end{cases} \tag{8}$$

sau eliminînd funcțiile trigonometrice:

$$X^2 + Y^2 - R_b^2 (1 + \psi^2) = 0. \tag{9}$$

Ecuațiile (8) și (9) sînt asemănătoare cu ale unei evolvente pure, dar R_b și ψ variază după legile (4) și, respectiv, (6).

Cunoscînd ecuațiile liniei de profil reale se pot determina abaterile acesteia de la profilul evolventic teoretic și influența alunecării sub forma armonică asupra elementelor geometrice ale roților dințate și angrenajelor.

Eroarea de profil reprezintă distanța dintre două evolvente care limitează superior și inferior curba reală a profilului dintelui măsurată pe o direcție perpendiculară pe evolventa teoretică, adică (fig. 2) reprezintă distanța dintre curbele E' și E'' măsurată pe linia de angrenare.

Evolventa E' pleacă de pe cercul de rază $R_{b\,\min}$ care are această valoare minimă cînd y este minim, adică pentru $\beta t = 0$, ceea ce corespunde la valorile:

$$\begin{cases} R_{b_{\min}} = R_{b_0} - \dfrac{R_{b_0} \cdot A_\omega \sin \varphi}{\omega_{OB} + A_\omega \sin \varphi}, \\ \psi_{\min} = \dfrac{\left(R_{b_0} \cdot \psi_0 - \dfrac{A_v}{\beta}\right)(\omega_0 + A_\omega \sin \varphi)}{R_{b_0}\, \omega_{0B}}. \end{cases} \tag{10'}$$

Evolventa E'' pleacă de pe cercul de rază $R_{b_{\max}}$ care are această valoare pentru y maxim, adică pentru $\beta t = \pi$, ceea ce corespunde la:

$$\begin{cases} R_{b_{\max}} = R_{b_0} + \dfrac{R_{b_0} \cdot A_\omega \sin \varphi}{\omega_{0B} - A_\omega \sin \varphi}, \\ \psi_{\max} = \dfrac{\left(R_{b_0} \cdot \psi_0 + \dfrac{A_v}{\beta}\right)(\omega_{0B} - A_\omega \sin \varphi)}{R_{b_0} \cdot \omega_{0B}}. \end{cases} \tag{10''}$$

Ecuațiile celor două evolvente sînt ecuațiile (8) sau (9) în care se introduc valorile (10′) și (10″).

Linia de angrenare teoretică este o dreaptă de pantă — tg ψ_0 și a cărei ecuație este:

$$Y \cos \psi_0 + X \sin \psi_0 = R_0. \tag{11}$$

Intersectînd această dreaptă cu cele două evolvente E' și E'' se obțin coordonatele punctelor M' și M'', distanța dintre ele fiind chiar eroarea de profil. Coordonatele acestor puncte vor fi:

$$\begin{cases} X^{\mathrm{I(II)}} = R_{b_0} \sin \psi_0 + \\ + \cos \psi_0 \sqrt{R^2_{b\,\min\,(\max)} (1 + \psi^2{}_{\min\,(\max)}) - R^2_{b_0}} \\ Y^{\mathrm{I(II)}} = \dfrac{R_{b_0}}{\cos \psi_0} - \operatorname{tg} \psi_0\, X^{\mathrm{I(II)}} \end{cases} \tag{12}$$

Scriind distanța dintre cele două puncte și făcînd calculele de reducere și simplificare se obține eroarea de profil $M'M''$.

$$M'\,M'' = \sqrt{R^2_{b\,\max} (1 + \psi^2_{\max}) - R^2_{b_0}} - \sqrt{R^2_{b\,\min} (1 + \psi^2_{\min}) - R^2_{b_0}}; \tag{13}$$

care este funcție de A_v, A_ω, β și φ.

Se poate observa că cu cît ψ_0 este mai mare, cu atît eroarea de profil este mai mare, ceea ce se întîmplă spre vîrful dintelui.

În marea majoritate a cazurilor profilele generatoare care prelucrează cele două flancuri ale aceluiași dinte sînt solidar legate între ele. Din acest motiv, alunecarea armonică ce apare, are semne diferite pentru cele două profile generatoare, sînt defazate cu π, ceea ce face ca elementele geometrice ale celor două flancuri să fie diferite :

$$R_{bS(D)} = \frac{R_{b_0} \cdot \omega_{0B} \pm A_v \sin \beta t}{\omega_{0B} \pm A_\omega \sin(\beta t + \varphi)},$$

$$\psi'_{S(D)} = \frac{\left(v_{0R} \cdot t \pm \frac{A_r}{\beta} \cos \beta t\right)[\omega_{0B} \pm A_\omega \sin(\beta t + \varphi)}{R_{b_0}\, \omega_{0B} \pm A_v \sin \beta t}. \tag{14}$$

Din acest motiv dintele va ieşi asimetric. În figura 3 este reprezentat (exagerat) un dinte în cazul real de prelucrare. Cele două curbe sînt asemănătoare, dar nu identice, datorită defazajului π dintre cele două alunecări.

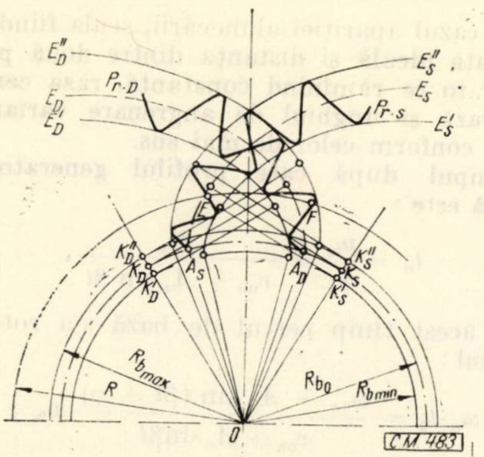


Fig. 3

Punctele de origine A_S şi A_D se pot găsi pe acelaşi cerc de bază sau nu, lucru care depinde de raportul în care se găseşte pulsaţia β faţă de timpul de rulare pe lungimea unei grosimi de dinte, pe cercul de bază.

Grosimea dintelui pe un cerc oarecare de rază R este distanţa EF (fig. 3), care ia naştere prin intersecţia cercului de rază R cu cele două profile P_{rS} şi P_{rD}.

În figura 4 este reprezentată la un moment dat, grosimea teoretică a dintelui NQ şi grosimea reală $N'Q'$ pe cercul de rază R_x.

Razele cercurilor de bază instantanee sînt $R_{b_{S(D)}}$ şi unghiurile de rulare $\psi_{S(D)}$, care au valorile teoretice R_{b_0} şi ψ_0.

Între originile celor două curbe se găseşte pasul unghiular φ_0.

Grosimea teoretică a dintelui este d_x, iar cea reală este d'_x.

Se poate observa (fig. 4), că :

$$d'_x = d_x - NN' + QQ'; \tag{15}$$

în care :

$$NN' = R_x \varphi_S \tag{16}$$

şi :

$$QQ' = R_x \varphi_D$$

Unghiurile φ_S şi φ_D sînt :

$$\begin{aligned} \varphi_S &= ev\, \alpha'_S + \Delta \psi_S - ev\, \alpha_x, \\ \varphi_D &= -\, ev\, \alpha'_D + \Delta \psi_D + ev\, \alpha_x, \end{aligned} \tag{17}$$

în care $\Delta \psi_S = \Delta \psi_D$ iar $ev\alpha_x$, $ev\alpha'_{S(D)}$ reprezintă mărimi ce se pot determina foarte uşor funcţie de razele cercurilor de bază.

Grosimea dintelui devine :

$$d'_x = d_x - R_x(\varphi_S + \varphi_D). \tag{18}$$

Explicitînd pe d_x φ_S şi φ_D se obţine :

$$d'_x = R_x \left[\frac{d}{R_r} - 2\,(ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) - \right.$$
$$\left. - (ev\, \alpha'_S - ev\, \alpha'_D + 2\, \Delta \psi)\right],$$

în care :

R_r reprezintă raza cercului de rulare ;

d — grosimea dintelui pe cercul de rulare.

Abaterea grosimii dintelui pe cercul cu rază R_x este

$$\Delta d_x = R_x\,(ev\, \alpha'_S - ev\, \alpha'_D + 2\, \Delta\psi),$$

funcţie de parametrii mişcărilor armonice.

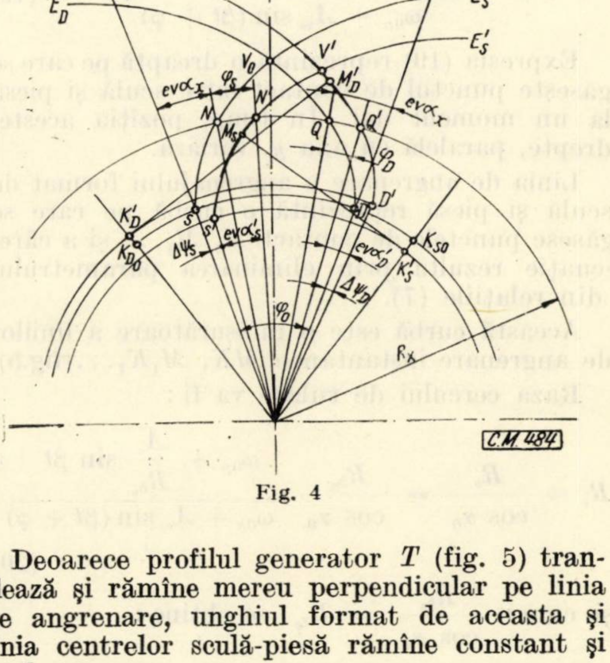


Fig. 4

Deoarece profilul generator T (fig. 5) translează şi rămîne mereu perpendicular pe linia de angrenare, unghiul format de aceasta şi linia centrelor sculă-piesă rămîne constant şi egal cu α_0.

Cu alte cuvinte, unghiul de angrenare al roţii dinţate (mai bine zis al angrenajului, format de sculă şi piesă) nu se modifică, oricare ar fi forma alunecării ce ar apărea între elementele mecanismului fictiv.

Punctele de contact dintre sculă şi piesă sînt punctele M, M_1, ...cărora le corespund linii de angrenare instantanee MK, M_1K_1... (fig. 5). Poziţiile acestor linii depind de legea de variaţie a alunecărilor, şi anume: de legea de variaţie a lui x (deoarece ele rămîn tot timpul paralele între ele).

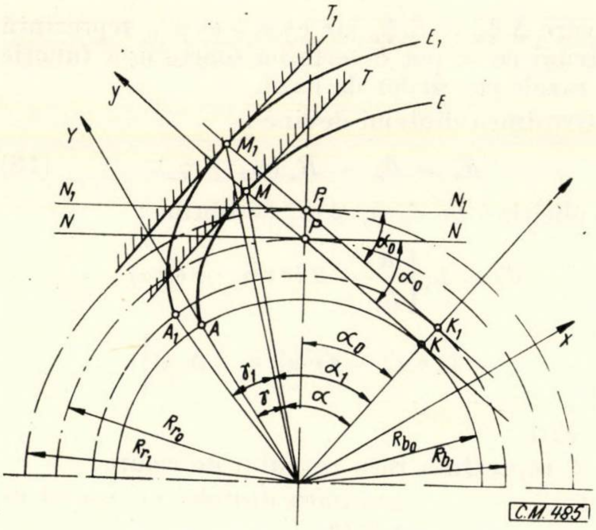


Fig. 5

Ecuaţia liniei de angrenare instantanee (care rămîne paralelă cu y) este ecuaţia lui x:

$$x = \frac{A_v \sin \beta t - R_{b_0} A_\omega \sin (Bt + \varphi)}{\omega_{0B} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi)}. \quad (19)$$

Expresia (19) reprezintă o dreaptă pe care se găseşte punctul de contact între sculă şi piesă la un moment dat. În timp, poziţia acestei drepte, paralelă cu axa y, variază.

Linia de angrenare a angrenajului format de sculă şi piesă reprezintă o curbă pe care se găsesc punctele de contact M, M_1... şi a cărei ecuaţie rezultă prin eliminarea parametrului din relaţiile (7).

Această curbă este o înfăşurătoare a liniilor de angrenare instantanee MK, M_1K_1...(fig.5).

Raza cercului de rulare va fi:

$$R_r = \frac{R_b}{\cos \alpha_0} = \frac{R_{b_0}}{\cos \alpha_0} \cdot \frac{\omega_{0B} + \dfrac{A_v}{R_{b_0}} \sin \beta t}{\omega_{0B} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi)}, \quad (20)$$

şi cum: $\dfrac{R_{b_0}}{\cos \alpha_0} = R_{r_0}$, se obţine:

$$R_r = R_{r_0} \frac{\omega_0 + \dfrac{A_v}{R_{b_0}} \sin \beta t}{\omega_0 + A_\omega \sin (\beta t + \varphi)}; \quad (21)$$

o lege de variaţie asemănătoare cu legea lui R_b.

Dacă alunecarea nu modifică unghiul de angrenare al roţii ce se prelucrează, în schimb se modifică unghiul de angrenare al angrenajului format din două roţi dinţate prelucrate în condiţiile de mai sus. Acest lucru se datorează faptului că alunecarea armonică influenţează raza de rulare după legea (21).

Unghiul de angrenare al acestui angrenaj (se poate demonstra) este dat de o relaţie asemănătoare cu cea din cazul corijării danturii.

Pasul de bază reprezintă distanţa dintre două flancuri de acelaşi sens, măsurată pe linia de angrenare, adică distanţa KM (fig. 6):

$$p_{b_0} = R_{b_0} \cdot \psi_0 = \frac{2 \pi R_{b_0}}{z}. \quad (22)$$

În cazul apariţiei alunecării, scula fiind considerată ideală şi distanţa dintre două profile generatoare rămînînd constantă, raza cercului de bază şi unghiul de angrenare variază în timp conform celor de mai sus.

Timpul după care profilul generator se repetă este:

$$t_0 = \frac{p_{b_0}}{v_R} = \frac{p_{b_0}}{v_{0R} + A_v \sin \beta t}. \quad (23)$$

În acest timp cercul de bază s-a rotit cu unghiul:

$$\psi_1 = \omega_B \cdot t_0 = \frac{\omega_{0B} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi)}{v_{0R} + A_v \sin \beta t} p_{b_0}, \quad (24)$$

iar raza cercului de bază a devenit:

$$R_{b_1} = R_{b_0} \frac{\omega_{0B} + \dfrac{A_v}{R_{b_0}} \sin \beta t}{\omega_{0B} + A_\omega \sin (\beta t + \varphi)}. \quad (25)$$

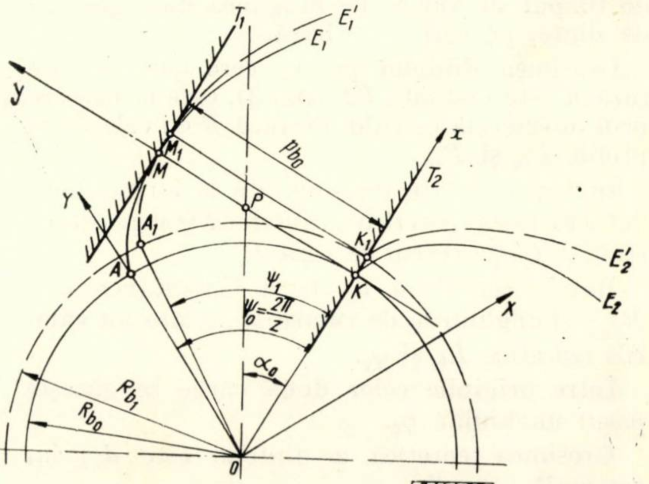


Fig. 6

Noul pas de bază va fi (făcînd calculele de simplificare):

$$p_{b_1} = R_{b_1} \cdot \psi_1 = p_{b_0} \quad (26)$$

Se vede că pasul de bază nu se modifică în cazul alunecării cînd cele două flancuri de acelaşi nume sînt prelucrate simultan.

Acest lucru se datoreşte faptului că cele două flancuri pleacă de pe acelaşi cerc de bază şi că distanţa dintre T_1 şi T_2 (fig. 6) se copiază identic pe roata ce se prelucrează.

Nu acelaşi lucru se poate spune şi despre cazul în care cele două flancuri sînt prelucrate separat, chiar dacă distanţa dintre T_1 şi T_2 rămîne fixă.

În concluzie se evidenţiază faptul că alunecarea armonică influenţează foarte mult eroarea de profil şi forma dintelui (simetria lui). Grosimea dintelui prezintă o abatere considerabilă care se datoreşte alunecării iar linia de angrenare nu mai este o dreaptă, ci o curbă a cărei lege depinde de legea alunecării.

Pasul de bază nu este influenţat de alunecare în cazul în care se prelucrează simultan cele două flancuri de acelaşi nume.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Minciu, C.* — Influenţa alunecării la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate. În : Construcţia de Maşini nr,10, oct 1969.

[2] *Botez, E.* — Cinematica maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[3] *Botez, E.* — Angrenaje. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[4] *Botez, E.* — Contribuţii la teoria cinematicii maşinilor-unelte (disertaţie) 1968.

CZ 621.312.021.4

Contribuţii la studiul cormanelor cu suprafeţe cilindroidale

Şef lucr. ing. VICTOR ROŞ – Institutul politehnic – Cluj
Asist. ILIE COROVEI – Institutul politehnic – Cluj
Asist. ing. AUREL STOICA – Institutul politehnic – Cluj

Calitatea arăturii, caracterizată în primul rînd de mărunţirea şi răsturnarea solului, poate fi influenţată, în principal, de următoarele elemente: starea tehnică a plugului, parametrii funcţionali ai agregatului şi parametrii geometrici ai suprafeţelor de lucru. Asupra stării tehnice şi asupra parametrilor funcţionali se poate acţiona în orice moment în procesul de lucru şi deci rămîn elemente esenţiale pentru inginerul din exploatare, care va optimiza procesul de lucru.

Al treilea element este invariabil şi se stabileşte în faza de concepţie de către proiectant. Rezultă că în condiţiile unei folosiri raţionale a agregatului calitatea arăturii depinde în primul rînd de parametrii geometrici ai cormanelor [1].

Stabilirea unei dependenţe riguroase între parametrii geometrici, calitatea arăturii şi forţele ce apar pe trupiţă în timpul lucrului, impune cunoaşterea legilor de variaţie a acestor parametri.

Metoda grafică folosită, în prezent, pentru studiul şi proiectarea cormanelor este greoaie şi imprecisă, nepermiţînd un studiu calitativ al acestora.

Pornind de la aceste considerente, autorii şi-au propus să studieze pe cale analitică suprafeţele active de la cormanele cilindroidale.

Stabilirea ecuaţiei suprafeţei cormanelor cilindroidale. Spre deosebire de cormanele cilindrice [1], la cormanele cilindroidale unghiul θ pe care îl formează dreapta generatoare gg cu axa oy nu rămîne constant. Astfel că suprafeţele cilindroidale se generează prin deplasarea unei drepte generatoare gg, pe o curbă directoare g, care rămîne mereu paralelă cu planul XOY şi îşi schimbă direcţia faţă de axa OY cu unghiul θ care variază (fig. 1), după o lege de forma $\theta_i = f\ (z)$.

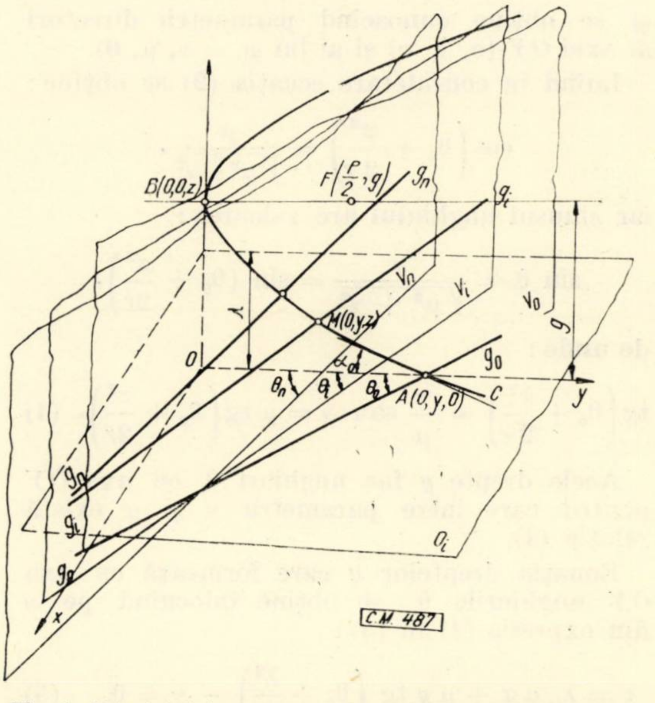


Fig. 1. Principiul de generare a suprafeţelor cilindroidale.

Pentru stabilirea ecuaţiei suprafeţei se alege un sistem cartezian *XOYZ* în felul următor: axa *OY* paralelă cu direcţia de înaintare a plugului, planul *OXY* paralel cu fundul brazdei şi planul *YOZ* peretele vertical al brazdei. Drept curbă directoare se alege parabola *C* definită de ecuaţia:

$$(z-q)^2 = 2\,p\,y\,;\; x = 0, \tag{1}$$

iar legea de variaţie a unghiului θ este dată de relaţia:

$$\theta_i = \theta_0 + \frac{z^2}{2\,r},\; (i = 0, 1, 2, \ldots, n) \tag{2}$$

unde:

θ_0 este unghiul făcut de generatoarea din planul *XOY* cu axa *OY* [3]; *r* – parametrul parabolei după care variază unghiul θ_i.

Toate dreptele paralele cu planul *XOY* se obţin prin intersecţia familiei de plane O_i paralele cu planul *XOY* şi familia de plane V_i perpendiculare pe planul *XOY*. Astfel:

$$O_i \to z = y\,;$$

$$V_i \to \mu x + \nu y - \gamma = 0\,; \tag{3}$$

reprezintă ecuaţia tuturor dreptelor paralele cu planul *XOY*, în care λ, μ, ν şi γ sînt parametrii ce caracterizează poziţia planelor respective.

Unghiul format de o generatoare oarecare g_i cu axa *OY* este:

$$\cos\theta = \frac{\mu}{\sqrt{\mu^2 + \nu^2}}$$

şi se obţine cunoscînd parametrii directori ai axei *OY* (o, 1, o) şi ai lui $g(-\nu, \mu, 0)$.

Luînd în considerare ecuaţia (2) se obţine:

$$\cos\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2\,r}\right) = \frac{\mu}{\sqrt{\mu^2+\nu^2}},$$

iar sinusul unghiului are valoarea:

$$\sin\theta = \frac{\nu}{\sqrt{\mu^2 + \nu^2}} = \sin\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right),$$

de unde:

$$\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2\,r}\right) = \frac{\nu}{\mu} \text{ sau } \nu = \mu \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right). \tag{4}$$

Acele drepte *g* fac unghiuri θ_i cu axa *OY* pentru care între parametrii ν şi μ există relaţia (4).

Ecuaţia dreptelor *g* care formează cu axa *OY* unghiurile θ_i se obţine înlocuind pe ν din expresia (4) în (3):

$$z = \lambda_i,\; \mu\, x + \mu\, y \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{\lambda^2}{2\,r}\right) - \gamma = 0. \tag{5}$$

Pentru generarea suprafeţei punem condiţia ca dreptele g_i să se sprijine pe curba directoare *C*; astfel, se obţine sistemul:

$$(z-q)^2 = 2py\,;\; x = 0\,;\; z = \lambda\,;$$

$$\mu x + \mu\, y \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{\lambda^2}{2\,r}\right) - \gamma = 0. \tag{6}$$

Rezolvînd primele trei ecuaţii în raport cu *x*, *y*, *z*, se obţine:

$$x = 0\,;\; z = \lambda\,;\; y = \frac{(\lambda - q)^2}{2\,p}.$$

Înlocuind în ultima ecuaţie a sistemului (6), se găseşte condiţia de compatibilitate care este de forma:

$$\mu \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{\lambda^2}{2r}\right)\frac{(\lambda - q)^2}{2\,p} - \gamma = 0. \tag{7}$$

Eliminînd parametrii din ecuaţia (7) şi (5) se obţine:

$$\lambda = z\,;\; \gamma = \mu\left[\mathrm{x} + y \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)\right].$$

Înlocuind în (7) şi împărţind cu μ, presupus diferit de zero, se capătă ecuaţia suprafeţei cilindroidale de forma:

$$\operatorname{tg}\left[\theta_0 + \frac{z^2}{2\,r}\right]\left[\frac{(z - q^2)}{2p} - y\right] - x = 0. \tag{8}$$

Legea de variaţie a unghiurilor α_i. Dacă se intersectează suprafaţa cormanei dată de ecuaţia (8), cu planele $x = \lambda_1$ paralele cu *YOZ* (fig. 2), se obţine o familie de curbe de forma:

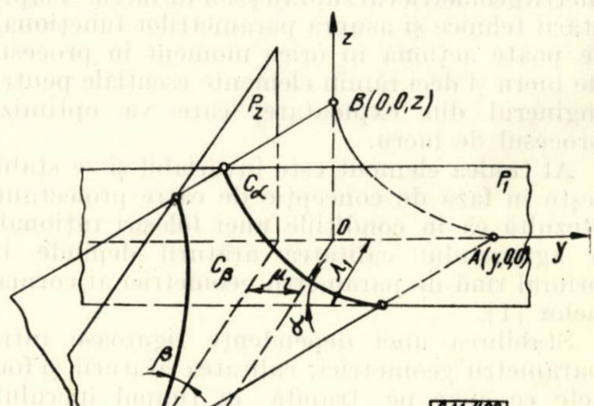


Fig. 2. Intersecţia suprafeţei cilindroidale cu planele $x = \lambda_1$ şi $y = \mu_1$.

$$\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)\left[\frac{(z - q)^2}{2p} - y\right] - \lambda_1 = 0. \tag{9}$$

Aceste curbe sînt caracterizate de unghiurile α, pentru care motiv se numesc curbele α.

Pentru unghiul α_1, suplimentarul unghiului α, se găseşte :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = -\frac{F_y}{F_z} \text{ deci } \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_y}{F_z}, \tag{10}$$

unde F_y şi F_z reprezintă derivatele parţiale ale membrului stîng din egalitatea (9) :

$$F_y = -\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right),$$

$$F_z = \frac{z}{r \cdot \cos^2\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)}\left[\frac{(z-q)^2}{2p} - y\right] + \\ + \frac{z-q}{p}\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right).$$

Înlocuind în expresia (10) şi rezolvînd-o se obţine legea de variaţie a unghiurilor $\alpha = f(y, z)$:

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{\sin\left(2\,\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)}{\frac{z}{r}\left[\frac{(z-q)^2}{2p} - 2y\right] + \frac{z-q}{2p}\sin\left(2\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)}. \tag{11}$$

Eliminînd pe y din (11), cu valoarea rezultată din (9) se determină legea de variaţie a unghiului $\alpha = f\,(\lambda_1, z_i)$ de forma :

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{\sin\left(2\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)}{\frac{z}{r}\frac{\lambda_1}{\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)} + \frac{z-q}{p}\sin\left(2\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)}. \tag{12}$$

Făcînd în ecuaţia (12) simple transformări şi notînd :

$$\mathrm{t} = \operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right), \tag{13}$$

se precizează forma finală a legii de variaţie a unghiurilor α_i :

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{1}{\lambda_1\frac{z}{r}\left(\frac{1}{t^2} + 1\right) + \frac{z-q}{p}}. \tag{14}$$

Legea de variaţie a unghiurilor β_i. În acest caz se intersectează suprafaţa (8) cu plane paralele cu planul XOZ $(y = \mu_1)$, (fig. 2) şi se obţine o familie de curbe de forma :

$$\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2\,r}\right)\left[\frac{(z-q)^2}{2p} - \mu_1\right] - x = 0, \tag{15}$$

numite curbele β.

Asemănător curbelor α, $\operatorname{tg}\beta_1 = -\frac{F_x}{F_z}$ şi deci $\operatorname{tg}\beta = \frac{F_x}{F_z}$, F_x şi F_z reprezentînd derivatele parţiale ale membrului stîng din egalitatea (15). Din (15) rezultă $F_x = -1$ şi:

$$F_z = \frac{1}{\cos^2\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)}\left\{\frac{z}{r}\left[\frac{(z-q)^2}{2\,p} - \mu_1\right] + \\ + \frac{z-q}{2\,p}\sin\left(2\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)\right\}$$

de unde :

$$\operatorname{tg}\beta = -\frac{\cos^2\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)}{\frac{z}{r}\left[\frac{(z-q)^2}{2\,p} - \mu_1\right] + \frac{z-q}{2p}\sin\left(2\theta_0 + \frac{z^2}{r}\right)}. \tag{16}$$

Cu unele mici artificii de calcul şi ţinînd seamă de (13) se obţine :

$$\operatorname{tg}\beta = -\frac{1}{\frac{z}{r}\left[\frac{(z-q)^2}{2p} - \mu_1\right] + \frac{z-q}{p}t.}. \tag{17}$$

Determinarea ecuaţiei şabloanelor. La cormanele cilindroidale apare o infinitate de şabloane din cauza variaţiei unghiului θ_i. De aceea se procedează la determinarea curbelor obţinute prin intersecţia suprafeţei (8) cu o infinitate de plane perpendiculare pe generatoarea înclinată cu unghiul θ_0 (fig. 3).

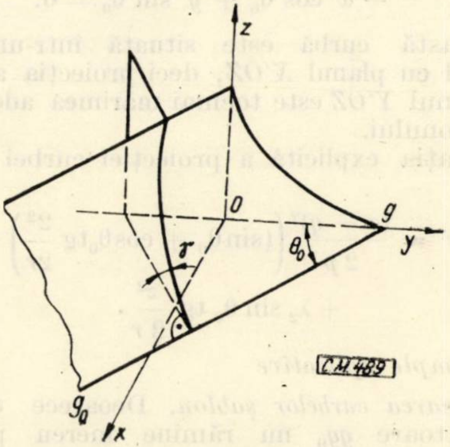


Fig. 3. Curbele şablon.

Planele perpendiculare pe gg_0 au ecuaţia $x - \operatorname{ctg}\theta_0.\ y = \lambda_2$, unde λ_2 este un parametru. În acest caz ecuaţia curbei şablon va fi :

$$x - \operatorname{ctg}\theta_0\ y = \lambda_2$$

$$\operatorname{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)\left[\frac{(z-q)^2}{2\,p} - y\right] - x = \mathrm{o}. \tag{18}$$

Pentru reprezentarea grafică a curbei şablon, se raportează curba (18) la un nou sistem de coordonate $OX'Y'Z$ (fig. 4) obţinut din vechiul sistem prin rotirea acestuia cu unghiul

θ_0 în sens direct. Planul $OX'Z$ este perpendicular pe generatoarea gg_0. Formulele de rotaţie sînt :

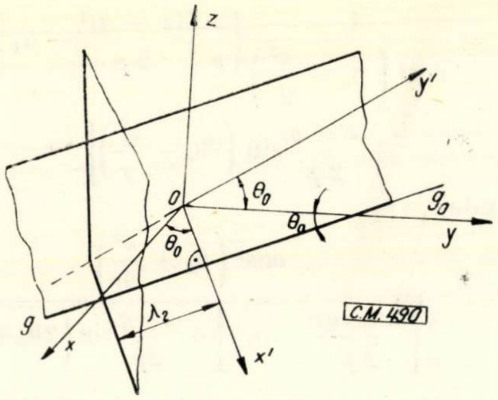


Fig. 4. Rotaţia sistemului de axe de coordonate.

$$x = x' \cos\theta_0 - y' \sin\theta_0 ; \; y = x' \sin\theta_0 + y' \cos\theta_0 ; \; z = z. \tag{19}$$

Înlocuind aceste expresii în (18) se obţine ecuaţia curbei şablon în noul sistem de coordonate, de forma :

$$y' = -\lambda_2 \sin\theta_0,$$

$$\mathrm{tg}\left(\theta_0 + \frac{z^2}{2r}\right)\left[\frac{(z-q)^2}{2p} - x' \sin\theta_0 - y'\cos\theta_0\right] - x' \cos\theta_0 + y' \sin\theta_0 = 0. \tag{20}$$

Această curbă este situată într-un plan paralel cu planul $X'OZ$, deci proiecţia acesteia pe planul $Y'OZ$ este tocmai mărimea adevărată a şablonului.

Ecuaţia explicită a proiecţiei curbei şablon este

$$x' = \frac{(z-q)^2}{2p}\left((\sin\theta_0 + \cos\theta_0 \mathrm{tg}\frac{2^2}{2r}\right) + \lambda_2 \sin\theta_0 \,\mathrm{tg}\,\frac{z^2}{2r}. \tag{21}$$

Exemple aplicative

Trasarea curbelor şablon. Deoarece dreapta generatoare gg_0 nu rămîne mereu paralelă cu ea însăşi, apare o infinitate de şabloane. Pentru trasarea profilului acestora ar necesita un volum mare de lucru, din care cauză la proiectare este suficient să se determine şabloanele numai în anumite porţiuni.

Ca exemplu practic se alege o cormană cu suprafaţa cilindroidală avînd următorii parametri : lăţimea de lucru b = 35 cm ; înălţimea conturului superior al cormanei $H =$ 35 cm şi unghiul de aşezare al generatoarei gg_0 din planul $XOY, \theta_0 = 40°$.

Curba directoare C (fig. 1) se alege în planul YOZ, translatată faţă de axa OY cu valoarea q = 35 cm.

Avînd aceste date, impuse iniţial la proiectare, se stabileşte parametrul r al parabolei ce caracterizează variaţia unghiului θ_i şi parametrul p al curbei directoare C. Practic, este indicat ca parametrul r să se determine funcţie de scara k pentru unghiurile θ_i [3]. Astfel, dacă legea de variaţie a unghiului θ_i este (2), în care θ_0 este constant, iar $y = \frac{z^2}{2r}$ reprezintă tocmai parabola ce caracterizează variaţia lui $\theta_i = \mathrm{f(z)}$ rezultă că :

$$k = \frac{\Delta\theta}{\Delta y} = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{y_{\max} - y_{\min}} = \frac{\theta_{\max} - \theta_{\min}}{y_{\max}}$$

deoarece $y_{\min} = 0$.

Dacă se alege scara 1 cm = 1°, respectiv $k = 1$, se obţine :

$$\frac{\Delta\theta}{y_{\max}} = 1 = \frac{Z^2_{\max}}{2r} = \frac{H^2}{2r}.$$

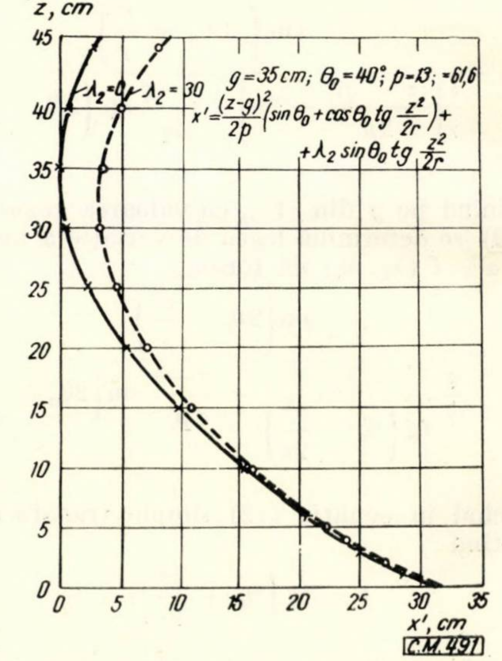


Fig.5. Reprezentarea grafică a curbelor şablon, în secţiunile : $\lambda_2 = 0$; $\lambda_2 = 30$ cm.

Pentru cormanele cilindroidale se poate admite o variaţie a unghiului θ, $\Delta\theta = 10°$ de unde rezultă că ;

$$2r = \frac{H^2}{\Delta\theta} = \frac{35^2}{10} = 122{,}5 \text{ cm}$$

respectiv :

$$r = 61.25 \text{ cm}.$$

Parametrul p al curbei directoare se determină funcţie de valoarea corespunzătoare a unghiului α_0 (fig. 1).

Avînd valoarea lui θ_0 şi alegînd unghiul făcut de tangenta la curba şablon în punctul A (fig. 1) cu planul XOY ($\gamma_0 = 30°$) [3], se determină α_0 cu relaţia $\mathrm{tg}\alpha_0 = \mathrm{tg}\gamma_0 \sin\theta_0 = 0{,}372$,

Tabela 1

z'_i, cm		0	1	2	3	4	5	6	10	15	20	25	30	35	40	45
x'_i, cm	$\lambda_2 = 0$, cm	32,50	28,70	27,10	25,40	23,90	22,30	21,00	15,74	10,30	5,95	2,74	0,72	0	0,78	3,34
	$\lambda_2 = 30$, cm	32,50	28,73	27,13	25,44	23,98	22,41	21,12	16,17	11,26	7,63	5,37	4,57	5,28	7,73	12,22

Tabela 2

z, cm		0	1	2	3	4	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
α°_i	$\lambda_1 = 0$, cm	20°30′	20°55′	21°30′	22°05′	22°48′	23°28′	27°30′	33°05′	40°56′	52°30′	69°	90°	111°	127°30′	139°04′	146°55′	152°30′
	$\lambda_1 = 1$, cm	20°30′	21°18′	22°05′	23°08′	24°12′	25°25′	32°55′	45°20′	64°40′	88°	117°	134°10′	144°30′	151°20′	155°40′	159°10′	161°10′

de unde $\alpha_0 = 20°30'$, iar $p = q\mathrm{tg}\alpha_0 = 35.0,\ 372$, respectiv $p = 13$ cm.

Cu ajutorul relaţiei (21) şi datele din tabela 1 s-au reprezentat grafic curbele şablon (fig. 5), pentru planele $\lambda_2 = 0$ şi $\lambda_2 = 30$ cm.

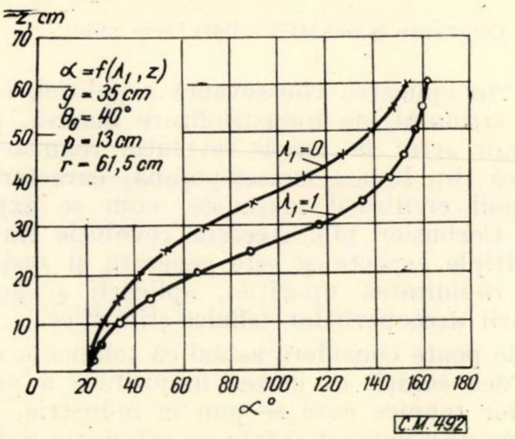


Fig.6. Reprezentarea grafică a funcţiei $x = f(\lambda_1, z)$.

Reprezentarea grafică a legii $\alpha_i = f(\lambda_1, z_i)$. Cu ajutorul datelor din tabela 2 şi relaţia (14) s-a reprezentat grafic (fig. 6) legea de variaţie a unghiului $\alpha_i = f(\lambda_1, z_i)$, pentru planele $\lambda_1 = 0$ şi $\lambda_1 = 1$ cm.

Din figura 6 rezultă că pentru valori mici ale lui z viteza de creştere a unghiurilor α_i este mică, fapt pozitiv care uşurează urcarea solului pe cormană. Începînd de la $z \simeq 14$ cm, viteza de variaţie se măreşte ducînd la mărirea capacităţii de mărunţire a solului.

Din această reprezentare se poate stabili cu uşurinţă ce porţiune a parabolei se poate alege pentru generarea suprafeţei cormanei, pentru a satisface condiţiile impuse de cerinţele agrotehnice.

Concluzii. Cunoaşterea geometriei suprafeţelor cilindroidale de la cormane şi a legilor de variaţie a parametrilor acestora uşurează munca proiectantului la stabilirea unor tipuri corespunzătoare de cormane.

Metoda de proiectare a cormanelor, matriţelor şi poansoanelor este mult mai precisă şi uşoară, faţă de metoda grafică folosită în prezent.

Ecuaţia generală a suprafeţelor cilindroidale înlesneşte studiul influenţei parametrilor geometrici ai cormanelor asupra calităţii arăturii şi al forţelor ce apar pe trupiţe, în timpul lucrului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Florescu, I., Roş, V., Stoica, A.* Studiul analitic asupra suprafeţelor active de la cormanele cilindrice. Studii şi cercetări de mecanică agricolă, vol. II. nr. 2–3, 1968.

[2] *Letoşnev, M.N.* Maşini agricole (traducere din limba rusă) Bucureşti, Editura Agrosilvică de stat 1959.

[3] *Turbin, B, G., Lurie, A. B.* ş.a. Selskohoziaistvennîe maşinî, Leningrad, Editura Maşinostroienie, 1967.

[4] *Vrînceanu, Gh.* Geometrie analitică proiectivă şi diferenţială Bucureşti, Editura S.D.P., 1962.

CZ 62 : 658.5.013

Estetica industrială—convergenţă inevitabilă şi necesară a tehnicii şi artei

Ing. Constantin ŞARAMET – Uzina Unirea – Cluj

Prin aplicarea consecventă a politicii tenace a partidului, de industrializare masivă, participăm activ la ampla revoluţie tehnico-ştiinţifică din lumea contemporană, caracteristică a noii civilizaţii maşiniste, cum se exprimă Le Corbusier [1]. Această revoluţie îmbracă multiple aspecte şi este generată şi susţinută de rapiditatea apariţiei, aplicării şi generalizării descoperirilor tehnico-ştiinţifice.

Se poate considera astăzi că tehnica a reuşit să dea soluţii în marea majoritate a problemelor tehnice care se pun în industrie, astfel că omul a devenit stăpîn pe suficiente mijloace tehnice spre a realiza produse la un nivel care să-l satisfacă multilateral. Această siguranţă în a dispune de mijloacele tehnice conferă societăţii posibilitatea de a reflecta asupra propriilor ei realizări, de a face investigaţii într-un domeniu mult timp neglijat, domeniul esteticii produsului, al complexului de interacţiuni om-maşină-mediu.

Au trecut mai bine de 100 de ani de la apariţia cărţii cunoscutului teoretician în construcţia de maşini, Frantz Reuleaux, intitulată ,,Über den Maschinenbaustil'', în care acesta lansa ideea că maşinile nu trebuie să fie proiectate numai pe calea calculului matematic, ci proiectarea trebuie să fie o lucrare de creaţie, expresie a personalităţii creatorului. Ideile sale constituiau un apel la o elaborare estetică a formei maşinilor. Ignorate sau refulate, ideile sale au părut naive şi inconsistente unei serii întregi de teoreticieni ai construcţiei de maşini, nefiind de fapt create pe atunci condiţiile tehnice pentru materializarea lor, preocuparea constructorilor concentrîndu-se mai mult asupra învingerii acestor obstacole şi mai puţin asupra formei produsului.

Etapa actuală de dezvoltare a tehnicii impune industriei ridicarea pe o treaptă nouă, ca o vastă acţiune de ,,umanizare'' a tehnicii, de creare a produselor în deplină armonie cu mediul în care trăieşte şi lucrează omul. Această acţiune a dus la crearea şi dezvoltarea noii ştiinţe autonome, estetica industrială.

Intensificarea preocupărilor în această direcţie la noi în ţară este o consecinţă ineluctabilă a dezvoltării industriale a ţării, şi în special a creşterii disponibilităţilor pentru export. Intrarea în competiţie pe piaţa internaţională presupune nu numai produse care să corespundă funcţional, ci şi care totodată să satisfacă un complex de exigenţe estetice. De cele mai multe ori astăzi un produs este realizat la acelaşi nivel, ca performanţe funcţionale, de mai multe întreprinderi simultan, din aceeaşi ţară sau din diverse ţări. Ceea ce deosebeşte însă aceste produse şi le face mai atrăgătoare pentru cumpărător este forma, finisajul, expresivitatea construcţiei, armonizarea cu mediul în care vor fi amplasate şi vor funcţiona. Succesele incontestabile ale industriei noastre în domeniul automobilelor şi tractoarelor, sau al unor produse industriale de larg consum, nu ne pot însă mulţumi. Trebuie să existe o preocupare organizată de mare anvergură în însuşirea şi aplicarea principiilor esteticii industriale. Aspectul comercial nu este însă singurul motiv al preocupărilor de ordin estetic; mai importantă este contribuţia la formarea gustului maselor, al celor care cumpără şi folosesc obiectele respective, cînd este vorba fie de obiecte de consum, fie de mijloace de producţie. În aceeaşi linie se înscrie şi satisfacţia spirituală pentru obiectul frumos, care constituie un factor atît de bună stare, cît şi de creştere a eficienţei muncii, prin crearea unui cadru plăcut şi stimulativ.

Încercarea de a defini estetica industrială este mult controversată. Acest lucru nu a împiedicat cîştigarea dreptului la existenţă independentă şi nici nu a frînat dezvoltarea acesteia. O definiţie mai amplă care este de natură să satisfacă gustul şi exigenţa carteziană a inginerului, pare să fie aceea dată de preşedintele ICSID (International Council of Societes of Industrial Design) — Consiliul internaţional al Societăţilor de Estetică Industrială cu sediul la Paris — Tomas MalDonado, la ultima conferinţă a consiliului [2]:

,,Estetica industrială (Design) este o activitate creatoare, al cărei scop este determinarea calităţilor de formă a obiectelor şi produselor industriale; aceste calităţi ale formei se referă nu numai la aspectul exterior, ci într-o măsură însemnată şi la legăturile structurale şi funcţionale, care transformă sistemul într-o unitate organică (atît din punctul de vedere al executantului cît şi al cumpărătorului). Estetica industrială tinde să cuprindă toate aspectele mediului înconjurător al omului, care sînt condiţionate de producţia industrială''.

Această definiţie se mai poate completa cu încă două subdefiniţii:

— ,,Elaborarea unui proiect de design înseamnă pregătirea uneia sau mai multor grupuri de produse industriale oarecare. Design ar fi deci proiectarea obiectelor, fabricate pe cale industrială, în care estetica şi alţi factori umani joacă un rol important", Bruce Archer [2];

— „Sarcina esteticianului industrial (designer) este de a elabora forma obiectelor astfel ca viaţa omului să devină productivă şi să-i aducă satisfacţie" (ICSID — Definiţie şi teorie — [2]).

Enumerate succint, principiile generale ale esteticii industriale, care trebuie să fie cunoscute de către orice proiectant de forme constructive sînt următoarele:

— Fiecare produs, fie maşină, fie obiect, trebuie să satisfacă condiţia estetic-util-funcţional-economic, spre a fi vandabil, de calitate şi de bun gust.

— Fiecare produs trebuie să aibă forme simple geometrice, care să corespundă funcţional destinaţiei, să nu fie împovărat cu decoraţii inutile sau elemente de camuflaj (carcase, apărători), care n-au nimic comun cu aspectul produsului sau protecţia muncii. Să nu se transforme maşinile în „lăzi", prin acoperirea şi disimularea fără discernămînt a mecanismelor şi a organelor de lucru, ci să se scoată în evidenţă particularităţile produsului, asigurîndu-se concomitent respectarea condiţiilor ergonomice şi de protecţie.

— La proiectare, produsele să se menţină la distanţă egală de următoarele trei tendinţe extremiste:

— introducerea unor decoraţiuni inutile, superficiale fără legătură cu funcţia produsului, împrumutate artificial de la alte produse, tendinţă cunoscută sub numele de stilizare (styling);

— abuzul de funcţionalism, căutînd forma pură, utilă, fără preocupare de umanizare; tendinţă moştenită de la şcoala lui W. Gropius de la Weimar — cunoscută sub numele de Bauhaus, care duce la un fel de ascetism al formei, fără a se preocupa de aspectul ergonomic;

— acordarea primatului laturii tehnice a funcţiei, tendinţă cunoscută sub numele de tehnicism. Adepţii acestei tendinţe susţin că tehnica este tehnică şi că nu trebuie să emoţioneze sau să placă din alte considerente.

— Materialele, tehnologiile şi metodele noi de proiectare şi de execuţie trebuie să aibă un corespondent într-o formă nouă a produselor. Să se reducă timpul dintre apariţia unui material sau a unei tehnologii noi şi, respectiv, a formelor noi corespunzătoare. În special masele plastice revoluţionează, în această eră dominată de acestea, toate formele noi.

— Să se acorde o mai mare atenţie elementelor care ţin mai mult de arhitectură şi artă, dar care au un corespondent în aşa-zisa arhitectură a maşinilor, ca: mişcarea formelor, ritmul şi proporţia formelor, echilibrarea momentelor constructive, simetrie şi asimetrie etc.

— Pentru fiecare produs în parte să se aleagă în mod corect gama de culori şi nuanţe. Culoarea trebuie să pună în evidenţă forma produsului, să ofere o maximă sensibilizare a beneficiarului, să fie un factor stimulativ al productivităţii muncii şi să se încadreze în ansamblul coloristic al mediului şi perioadei istorice date. Trebuie combătută mania vernilului, care a cuprins treptat uzinele noastre pornindu-se de la ideea simplistă că verdele este o culoare liniştitoare pentru ochi. Cercetări noi au arătat că monotonia creată de abuzul de vernil a dus la efecte contrarii celor scontate [3] fapt care a determinat pe unii conducători de întreprinderi să apeleze la colorişti spre a-i scăpa de această culoare.

— Etichetele şi inscripţiile de pe maşini să fie atractive, scrise citeţ, inteligibile, concentrate, simbolizate, astfel încît să constituie un element de atracţie, să mărească siguranţa de lucru şi adaptabilitatea omului la maşină.

— Poziţia şi forma diferitelor organe de maşini care trebuie să fie atinse cu mîna de către operator trebuie să fie astfel alese încît să ofere maximum de naturaleţe în gesturi, şi minimum de efort şi grad de atenţie. În acest domeniu, estetica industrială face joncţiunea cu ergonomia şi psihologia experimentală, în cadrul sistemului complex om-maşină-mediu.

— Orice formă a unui produs trebuie verificată pe o machetă executată la o scară corespunzătoare, spre a se elimina unele greşeli grave. Proiectarea actuală fiind mai mult analitică şi mai puţin sintetică se pierde viziunea de ansamblu a produsului, şi macheta devine un mijloc indispensabil de verificare a formei spaţiale şi a aspectului cromatic. Legislaţia actuală de asimilare a produselor ar fi bine să prevadă în mod expres execuţia machetelor ca o completare la proiectul tehnic.

— Tendinţele noi de normalizare, standardizare, unificare şi agregare a maşinilor trebuie să constituie un impuls în a crea noi forme estetice adecvate. Opinia unor specialişti că aceste tendinţe ar duce la monotonia formelor, nu este convingătoare.

— Trebuie să existe o conlucrare strînsă între arhitectură şi estetica industrială [4]. Arhitectul trebuie să contribuie în mod activ la elaborarea formei maşinilor care vor fi montate în clădirile concepute de el, iar constructorul statistician trebuie să se deplaseze la beneficiar spre a cunoaşte, sub toate aspectele, locul unde vor fi amplasate maşinile proiectate, spre a le adapta din timp spaţiului, culorilor şi considerentelor ergonomice şi psihologice din întreprinderea respectivă.

— La elaborarea formei produselor să se aibă în vedere crearea, menținerea și dezvoltarea unui stil propriu atît pe întreprindere cît și național.

— La aprecierea esteticii unui produs să se apeleze, din ce în ce mai mult, la metode obiective. Este vorba, în special, de cele două metode de bază ajunse la un stadiu avansat de perfecționare: metoda matematică de determinare a coeficientului estetic (ästhetisches Mass a lui Birkhoff [5]; Rittel [6]; Bodack [7] — bazată pe extinderea unor principii ale modelelor teoretice informaționale și cibernetice în domeniul esteticii și metoda compleeșilor de indici, elaborată de Școala sovietică de estetică industrială prin Fedorov [8], Șvab, Șpektorov [9], Fișer [10] și Pavelka [11].

Poziția actuală a tehnicii în raport cu arta și a artei în raport cu tehnica

În lumea contemporană se fac din ce în ce mai mult investigații asupra căilor de apropiere a artei de industrie (tehnică) și invers. Acest lucru se datorește imposibilității atît a artistului modern de a ignora realizările tehnicii moderne în crearea operelor sale, cît și a inginerului, de a rezolva problemele de formă, fără o cunoaștere a evoluției artelor vizuale. Actualmente se caută căi de reconciliere a celor două noțiuni devenite antagoniste, în urma dicotomiei artei și tehnicii în perioada precapitalistă [12], revenindu-se într-o formă nouă la o noțiune comună. (Să nu uităm că în antichitate „tehne", din greacă și „ars", din latină, originea cuvintelor „tehnică" și respectiv „artă", însemnau exact același lucru).

Pe plan artistic această acțiune a apărut la începutul secolului nostru o dată cu apariția cubismului (1907, Picasso, Braque) care admitea formele geometrice ca element compozițional fundamental; pătrunderea lumii obiectelor uzuale în domniul artelor (Marcel Duchamp 1914, cu ale sale „ready-made". Picasso, Braque, Gris); utilizarea procedeelor tehnologice de prelucrare a metalelor (F. Léger 1910, futuriștii italieni, Fritz Kühn ș.a.); a colajelor de obiecte (Picasso, Vasarely, Rauschenberg); a asamblajelor (L. Nevelson, Berrocal, Arman, Stampfli, De Maria); de piese ca: biele, cartere, leviere, roți de mașină, clapete, supape, axe etc.; utilizarea materialelor noi ca: mase plastice și rășini sintetice (Klingbeil); apariția constructivismului școlii Bauhaus (Bayer, Spitzer, Krause, Archipenko, Pevzner); amalgamarea artei vizuale din pictura cinetică (Action-painting) a lui Rauschenberg, Soto, Vasarely; obiectele gonflate sau compresate ale lui César; puritatea formelor geometrice primare ale „minimal-art-ului (Larry Bell, Sanéjouand); obiecte de artă care funcționează, programarea mecanică a imaginii, muzica concretă și poezia fonetică electronică, helografia, structurările audio-vizuale și, în sfîrșit, conceptul de artă totală care este reprezentat de arta organizării estetice a spațiului, cunoscută sub numele de „environment" (Arnal, César, Tinguely, Xénakis).

Această tehnicizare a artei, susțin unii teoreticieni, poate interfera pînă la o integrare a artei și tehnicii; totuși, deși de-a lungul secolelor arta și tehnica s-au condiționat și influențat reciproc, pînă în prezent nu se pune problema ca tehnica să absoarbă arta, sau invers. Concluzia care se desprinde însă din orice analiză este că a sosit timpul să se facă pași decisivi pentru apropierea celor două domenii, în interesul general al omului, fără să se încerce acțiuni de integrare prin absorbire. Progresul tehnic produce, indiscutabil, mutații și în domeniul artei. Unii artiști, cu reminiscențe și nostalgii ale artei tradiționale, încearcă un sentiment de frustrare, cînd văd că mijloacele tehnice tind să condiționeze să se infiltreze tot mai adînc în viitor, în artă.

Pe de altă parte, inginerul, creator prin vocație al obiectelor artificiale ale „civilizației mașiniste", care tind să înlocuiască treptat obiectele naturale din jurul omului, devine din ce în ce mai responsabil de evoluția globală a mediului nou, artificial, în care trăiește omul modern. Aglomerarea produselor industriale, într-o formă haotică, necorelate între ele, impietează asupra armoniei mediului, atît de necesară dezvoltării multilaterale a omului. Factorul uman are un rol decisiv în progresul omenirii și orice pas înainte va fi din ce în ce mai mult subordonat acestuia. De altfel, se consideră că omul modern, spre a-și satisface aspirațiile artistico-spirituale, nu se va mai mulțumi în a agăța un tablou pe perete, ci va pretinde obiecte artistice, de la mașina la care lucrează, pînă la cel mai neînsemnat obiect casnic. Se impune deci ca inginerul să cunoască evoluția formelor în lumea contemporană, reflectată în arta și în estetica industrială. Nu este întîmplător faptul că în unele universități din S.U.A. (Massachusetts Institute of Techology — Prof. Robert Preusser) viitorilor ingineri li se predau noțiuni de artă vizuală cu aplicații practice, iar artiștii sînt chemați să conlucreze din ce în ce mai mult cu inginerii. De asemenea, discuțiile purtate la simpozionul de la Tbilisi în 1968, organizat de către UNESCO, cu tema: „Tehnica și creația artistică în lumea contemporană", au arătat clar cît de mare este interesul în privința rolului progresului tehnic în dezvoltarea culturii, influența acestuia asupra creației artistice și reliefarea rolului esteticii industriale ca o nouă posibilitate de îmbinare a creației tehnice și artistice. Este elocvent succesul pe care îl are societatea înființată de R. Rauschenberg și inginerul Billy Klüver, E.A.T. (Experiments in

Art and Technology), cu sediul la New York, care facilitează contactul dintre ingineri şi artişti, stimulînd orice iniţiativă şi realizare pe calea apropierii artei de industrie.

Privită din acest punct de vedere, estetica industrială constituie, prin esenţa ei, o sinteză a factorilor artă-om-mediu-tehnică. Proiectarea produselor, ca să satisfacă cele patru condiţii fundamentale, util-frumos-funcţional-economic, trebuie să atace şi acest domeniu.

BIBLIOGRAFIE

[1] Le Corbusier. Quand les cathédrales étaient blanches. Paris, Gauthier, 1965.

[2] *Kressoner, J. de.* Razvitie dizaina v Belghii i vo vsem mire. In : Techniceskaia estetika, nr. 5, 1968, p. 2–7.

[3] *Huisman, D.* şi *Patrix, G.* L'Esthétique industrielle. Paris, Presses universitaires de France, 1965.

[4] *Iacobescu, I.* Arhitectura şi estetica maşinilor-unelte. In : Construcţia de maşini, 19, nr. 11, 1967, p. 655–659.

[5] *Birkhoff, G.* A mathematical theory of aesthetics. The Rice Institute Pamphlet, 1932.

[6] *Rittel, Horst W. J.* şi *Bodak, K. D.* Aesthetic measurement and subjective evaluation of visual objects. Course paper A 230, Berkeley, University of California, 1967.

[7] *Bodak, K. D.* Ästhetisches Mass technischer Produkte. In : Konstruktion, 20, nr. 10, 1968.

[8] *Fedorov, M.* O kompleksnoi oţenke kacestva promîşlennîh izdelii. In : Tehniceskaia estetika, nr. 3, 1966, p. 24–30.

[9] *Şvab, E.* şi *Şpektorov, D.* Adin iz metodov oţenki kacestva izdelii. In : Techniceskaia estetika, nr 4, 1966, p. 6–8.

[10] *Şpektorov, D.* şi *Fişer, F.* O kompleksnoi oţenke kacestva promîşlennîh izdelii. In : Tehniceskaia estetika, nr. 1, 1967.

[11] *Pavelka, J.* Kritéria pro hodnoceni technického dila. Praga, CID, 1967.

[12] *Dorogov, A.* Tehnika, isskustvo, dizain i estetika. In : Tehniceskaia estetika, nr. 3, 1968, p. 2–4.

CZ 621.91

Contribuţii la aşchierea cu scule care formează tăiş de depunere stabil

Ing. Emil ŢÂRU – Şef lucrări – Institutul politehnic – Galaţi
Ing. Mihai TEODORESCU – Şef lucrări – Institutul politehnic – Galaţi

Se cunoaşte faptul că la prelucrarea prin aşchiere a unor materiale se formează, într-o anumită gamă de viteze, un tăiş de depunere [1], [2] a cărui apariţie duce la înrăutăţirea calităţii suprafeţei prelucrate, la instabilitatea procesului de aşchiere şi la micşorarea preciziei dimensionale. Totodată, desprinderea parţială sau totală a tăişului de depunere (care are loc într-un timp foarte scurt) poate duce la smulgeri de particule din materialul sculei, deci la uzarea sa prematură.

Se pare că formarea tăişului de depunere prezintă şi unele avantaje ca reducerea forţei de aşchiere datorită măririi unghiului de degajare real şi protejarea tăişului sculei, jucînd rolul acestuia. Bineînţeles că asemenea avantaje sînt mult micşorate în cazurile obişnuite de aşchiere, datorită instabilităţii tăişului de depunere.

În literatură se cunosc unele încercări de folosire a avantajelor tăişului de depunere [3]. Astfel, s-a determinat o geometrie adecvată a cuţitului de strung care permite generarea continuă şi stabilă a tăişului de depunere, la viteze de aşchiere superioare celor la care se formează în mod obişnuit.

Geometria sculei trebuie astfel aleasă încît să asigure formarea tăişului de depunere într-o zonă plană la vîrful sculei şi deplasarea continuă şi dirijată a acestuia în lungul tăişului principal. În figurile 1 şi 2 se arată mecanismul formării tăişului de depunere stabil.

Parametrii geometrici ai sculei recomandaţi [3] prezintă dificultatea unor limite foarte strînse, realizarea lor fiind dificilă.

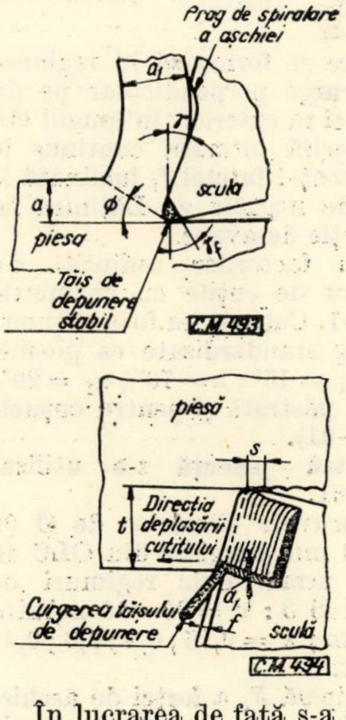


Fig. 1. şi 2. Formarea tăişului de depunere stabil.

În lucrarea de faţă s-a căutat ca, plecîndu-se de la o geometrie standardizată a cuţitelor, să se îmbunătăţească posibilităţile de execuţie a acestora şi să se stabilească influenţa formării tăişului de depunere stabil asupra componentei principale a forţei de aşchiere şi asupra formei aşchiei detaşate.

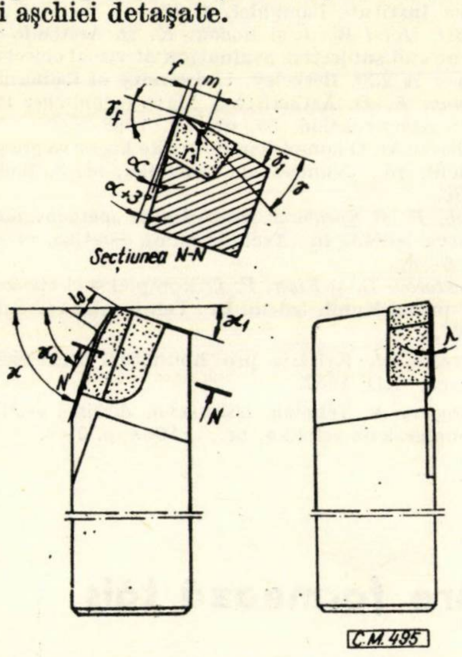


Fig. 3. Parametrii geometrici ai cuţitului cu geometrie modificată.

Parametrii geometrici ai sculei utilizate sînt arătaţi în figura 3, utilizîndu-se valorile:

$\alpha = \alpha_1 = 7°$; $\gamma = 25°$; $\gamma_f = -25 \cdots - 30°$; $\varkappa = 70°$; $\varkappa_1 = 20°$; $\varkappa_0 = 60°$; $\lambda = 0$; $r = 1-1{,}5$ mm.

Tăişul de depunere se formează în regiunea vîrfului sculei. El curge perpendicular pe direcţia degajării aşchiei în exterior, în lungul tăişului principal, datorită formării continue în zona vîrfului şi existenţei faţetei f, înclinată la un unghi de degajare negativ γ_f. Lăţimea faţetei se alege în funcţie de avans.

Analiza influenţei factorilor amintiţi s-a făcut folosind un lot de cuţite cu geometria prezentată în tabela 1. Cuţitele au fost obţinute din cuţite de strung standardizate ca geometrie ($\alpha = \alpha_1 = 7°$; $\gamma_1 = 15°$; $\varkappa = 70°$; $\varkappa_1 = 20°$; $\lambda = 0°$; $r = 1$ mm), păstrată şi pentru cuţitele etalon (STAS 6376—61).

Ca material pentru plăcuţă s-a utilizat P 10—STAS 6374—61.

S-au prelucrat epruvete cilindrice de Ø 60 mm diametru şi 250 mm lungime din OLC 45 STAS 880—66 cu următoarele regimuri de aşchiere pe strungul S 3: $v = 80-90$ m/min; $t = 1, 2, 3, 4$ şi 5 mm; $s = 0{,}15; 0{,}2; 0{,}3; 0{,}4; 0{,}5; 0{,}6$ şi 0,7 mm/rot.

Componenta principală F_z a forţei de aşchiere a fost măsurată cu un dinamometru mecanic monocomponent, rezultatele măsurătorilor fiind reprezentate în coordonate dublu logaritmice (fig. 4 şi fig. 5).

Tabela 1

Nr. cuţit	Lăţimea faţetei, f/mm	Lăţimea scobiturii, m (mm)	Raza scobiturii r, (mm)	Lungimea tăişului de trecere l_0, (mm)
1	0,1	2	0,5	0
2	0,2	2,5	1,0	0,5
3	0,25	4	1,5	1,0
4	0,3	5,5	2,0	2

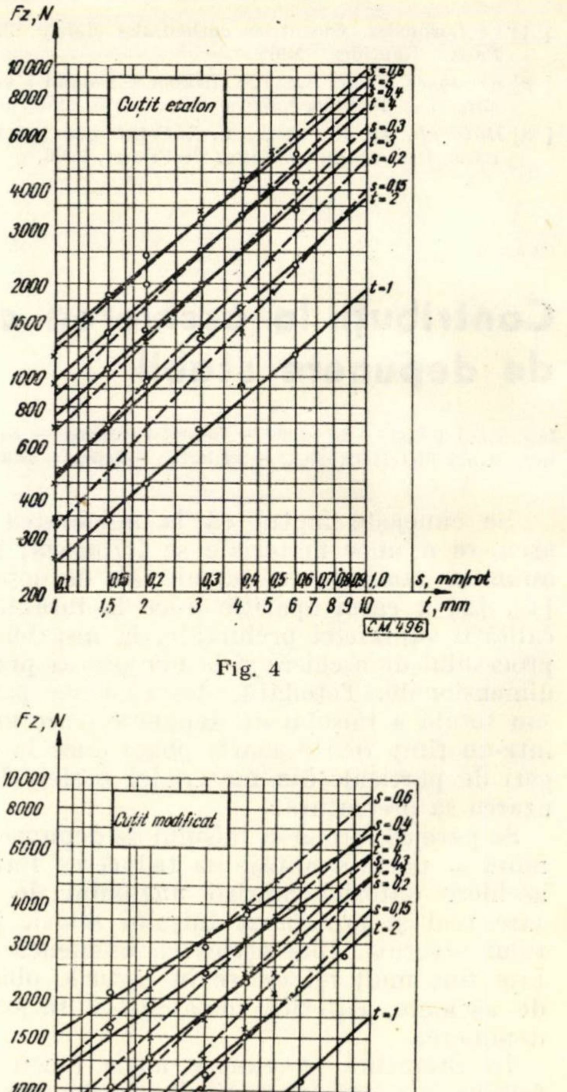


Fig. 4

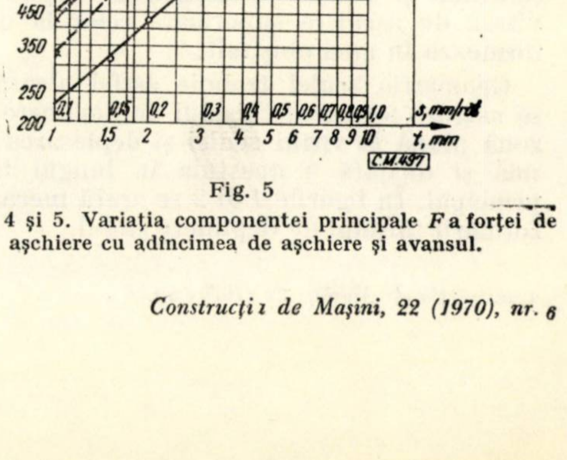


Fig. 5

Fig. 4 şi 5. Variaţia componentei principale F a forţei de aşchiere cu adîncimea de aşchiere şi avansul.

Prelucrarea grafo-analitică a rezultatelor [4] a permis obţinerea următoarelor relaţii experimentale:

pentru cuţit etalon —

$$F_z = 1831 \cdot t^{0,99} \cdot s^{0,87}; [N]; \qquad (1)$$

pentru cuţit modificat —

$$F_z = 1571 \cdot t^{0,98} \cdot s^{0,79}; [N]. \qquad (2)$$

Comparînd aceste relaţii se observă că valorile componentei principale a forţei de aşchiere sînt mai mici în cazul cuţitului modificat. Influenţa adîncimii şi avansului de aşchiere asupra valorii celor două forţe, determinate cu relaţiile (1) şi (2), a fost pusă în evidenţă calculînd diferenţa procentuală δ cu relaţia:

$$\delta\,\% = \frac{F_{ze} - F_{zm}}{F_{ze}} \cdot 100; \qquad (3)$$

unde:

F_{ze} şi F_{zm} reprezintă componentele principale ale forţei de aşchiere pentru cuţitul etalon şi respectiv pentru cuţitul modificat.

Înlocuind (1) şi (2) în (3) se obţine în final:

$$\delta\,\% \cong \left(1 - \frac{0,858}{s^{0,08}} \cdot 100\right). \qquad (4)$$

Reprezentînd grafic relaţia (4) se obţine diagrama din figura 6. Din această figură se observă că pentru avansuri foarte mici valoarea F_{zm} este mai mare decît F_{ze}, lucru explicabil prin faptul că aşchierea se produce numai pe faţeta f înclinată la unghiul de degajare negativ γ_f.

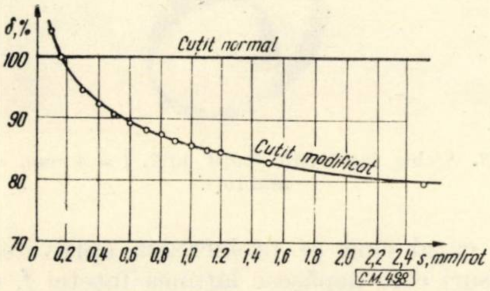


Fig. 6. Variaţia procentuală a forţei F_z cu avansul pentru cuţitul modificat.

Pe măsură ce avansul creşte, gradul de influenţă al aşchierii cu faţeta se micşorează. Pentru avansuri mai mari, se obţine o scădere importantă a forţei, deoarece în aceste condiţii creşte substanţial influenţa aşchierii pe faţa de degajare care are un unghi de degajare mai mare la cuţitul modificat decît la cuţitul etalon.

În cazul regimurilor de lucru obişnuite, scăderea forţei este de 10÷20%.

Pentru stabilirea domeniului optim de regimuri de aşchiere pentru fiecare geometrie experimentată, s-au folosit drept criterii forma şi dimensiunile aşchiei degajate precum şi stabilitatea tăişului de depunere.

S-a observat că tăişul de depunere se degajă filiform (fig. 7) cu tendinţă de ondulare mai accentuată cu creşterea grosimii aşchiei, iar grosimea sa depinde numai de lăţimea faţetei f.

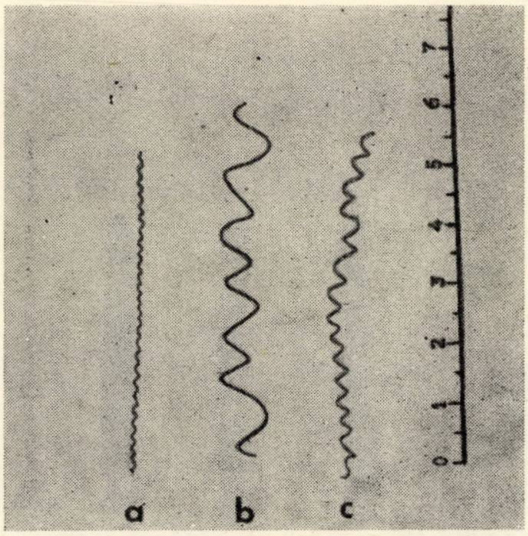


Fig. 7. Forma tăişului de depunere (a — cuţit nr. 1, t = =2 mm, s = 0,2; b — cuţit nr. 4, t = 4 mm, s = 0,5 mm/rot; c — idem, s = 0,3 mm/rot).

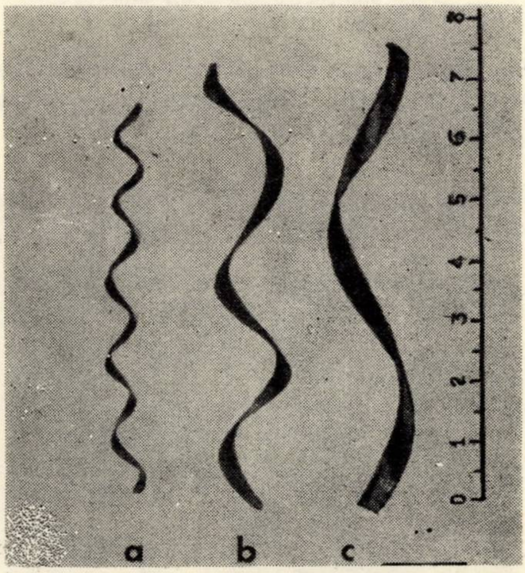


Fig. 8. Forma aşchiei pentru avansuri mici (a — cuţit nr.2, s = 0,1 mm/rot; b — cuţit nr. 3, s = 0,1 mm/rot; c — cuţit nr. 4, s = 0,15 mm/rot).

Depunerea degajată este puternic deformată pe întreg volumul, avînd culori de revenire. La viteze de aşchiere mici şi medii ($v \leqslant$ 50—60 m/min), tăişul de depunere se întrerupe.

La avansuri mici aşchia detaşată ia forma unei spirale, însă diametrul şi pasul său sînt mari, prezentînd şi porţiuni de tăiş de depunere de lungime mică (fig. 8). Culoarea aşchiei este corespunzătoare revenirii.

Pe măsură ce avansul creşte, aşchiile sînt din ce în ce spirale tot mai strînse şi înclinarea lăţimii faţă de generatoarea cilindrului pe care se înfăşoară elicea este din ce în ce mai mică (fig. 9).

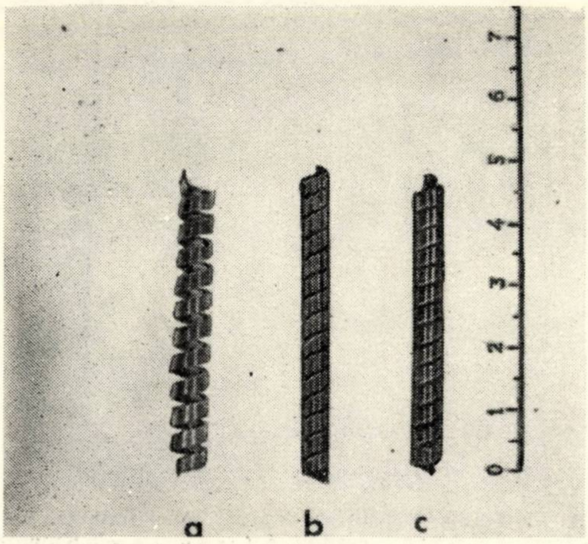


Fig. 9. Influenţa avansului asupra diametrului şi pasului aşchiei (cuţit nr. 2; $a - t = 2$mm, $s = 0{,}4$ mm/rot; $b - s = 0{,}6$ mm/rot; $c - s = 0{,}7$ mm/rot).

Pentru avansuri de peste 0,6 mm/rot, aşchiile se rup în forţă, fiind formate din segmente de forma cifrei şase (fig. 10).

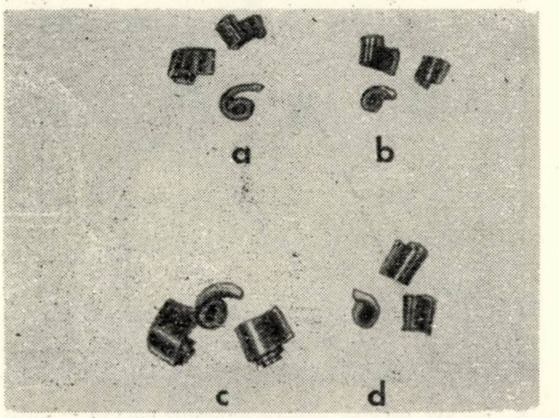


Fig. 10. Forme de aşchii fragmentate în forţă (cuţit nr.2, $t = 3$ mm, $a - s = 0{,}6$ mm/rot; $b - s = 0{,}7$ mm/rot; $c - t = 5$ mm, $s = 0{,}5$ mm/rot; $d - s = 0{,}6$ mm/rot).

O serie de aşchii se degajă sub formă de arc spiral conic cu numărul de spire descrescător cu creşterea grosimii aşchiei (fig. 11).

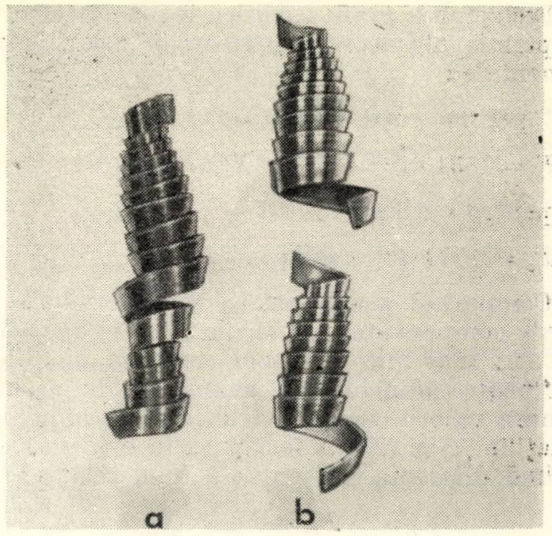


Fig. 11. Aşchii sub formă de arc spiral conic (cuţit nr. 2, $t = 4$ mm, $a - s = 0{,}3$ mm/rot; $b - s = 0{,}4$ mm/rot).

La avansuri mici şi adîncimi de aşchiere mari s-a observat şi o tendinţă de încolăcire a aşchiilor (fig. 12).

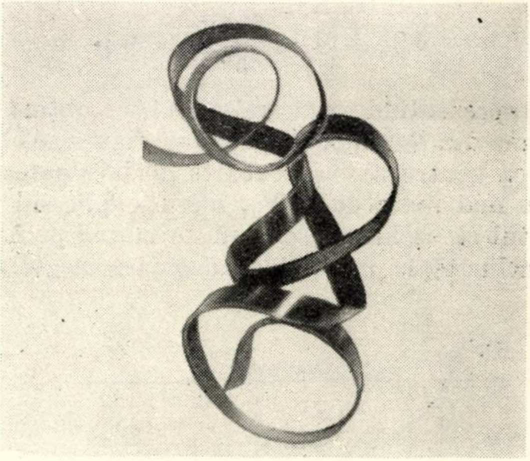


Fig. 12. Aşchie încolăcită (cuţit nr.2, $t = 4$ mm, $s = 0{,}2$ mm/rot).

În cazul cînd se prelucrează epruvetele cu avansuri care depăşesc lăţimea faţetei f, coeficientul de comprimare a aşchiei (considerat ca raportul dintre grosimea aşchiei a_1 şi grosimea de aşchiere a) rămîne practic constant. Acest lucru arată că aşchierea cu cuţitul modificat are loc cu deformaţii mai reduse şi este mai uniformă. În majoritatea cazurilor valoarea coeficientului de contracţie a fost în jur de 1,5.

În general, culoarea aşchiilor detaşate este albă argintie (fig. 13), fapt care a făcut ca această metodă de aşchiere să fie denumită S.W.C. (Silver — White Chip Cutting). Trebuie arătat că în experimentările efectuate, au existat cazuri cînd aşchiile au prezentat nuanţe de culori de la galben deschis pînă la cafeniu, pentru grosimi mari de aşchii. La cuţitul nr. 1 s-au observat şi culori albastru închis.

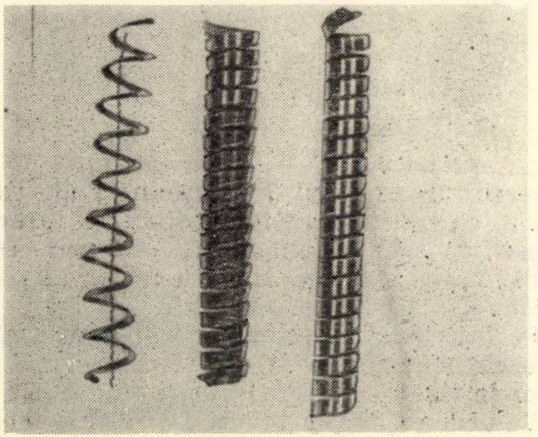


Fig. 13. Aşchii alb – argintii (cuţit nr. 1, $t = 1$mm, $s = 0{,}2$ mm/rot, b – $s = 0{,}3$ mm/rot; c – $t = 2$ mm, $s = 0{,}3$ mm/rot).

Pe baza analizei formei aşchiilor, în tabela 2 s-au stabilit domeniile optime de regimuri de lucru pentru cuţite cu geometrie modificată. În tabela 2, valorile notate cu asterisc sînt limitele peste care nu s-a putut experimenta, datorită puterii şi rigidităţii limitate a maşinii-unelte.

Tabela 2

Nr. cuţitului	1	2	3	4
t, mm	1–3	2–5	3–6	4–6*
s, mm/rot	0,15–0,5	0,25–0,6	0,35–0,7*	0,4–0,7*

Din analiza rezultatelor prezentate se pot desprinde unele concluzii.

Astfel, geometria modificată a sculei asigură micşorarea forţei de aşchiere în medie cu 15%.

Cantitatea de căldură degajată în procesul de aşchiere este mai mică, deoarece coeficientul de deformaţie plastică rămîne aproape constant cu variaţia lăţimii şi grosimii aşchiei.

Datorită generării continue a tăişului de depunere, uzarea tăişului sculei se reduce.

Temperatura tăişului sculei va fi mai mică datorită deformaţiei mai reduse a aşchiei şi datorită evacuării, o dată cu tăişul de depunere, a unei cantităţi oarecare din căldura degajată.

Metoda este recomandabil să se aplice în mod deosebit la regimuri mai grele de lucru, deoarece, pe de o parte lucrul mecanic de aşchiere este mai redus, iar pe de altă parte se obţin aşchii cu formă de spirală care se pot îndepărta uşor; în plus creşte uniformitatea procesului de aşchiere.

Observarea vizuală a aşchiilor arată că acestea sînt netede, fără zimţi, deci posibilitatea accidentării lucrătorului este redusă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[2] *Duca Zoltan.* Bazele teoretice ale prelucrării pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[3] *Hitomi Katsundo.* Fundamental Machinability Research in Japan. În : Trans. ASME, series B, 83, nr. 3, aug 1961, p. 539 – 540.

[4] *Caşler, Gh.* ş.a. Determinarea parametrilor forţei de aşchiere principale în procesul de strunjire longitudinală pentru oţelurile româneşti standardizate. Nota I. În : Buletinul Institutului politehnic Iaşi, 2 (6), nr. 3 – 4, 1956.

CZ 629.114.5

Influenţa raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicităţii şi economicităţii autobuzului TV—20 UE

Prof. dr. ing. Marin UNTARU – Institutul politehnic – Braşov

Dr. ing. Vasile CÎMPIAN – Conf. – Institutul politehnic – Braşov

Dr. ing. Nicolae SEITZ – Şef de lucrări – Institutul politehnic – Braşov

În prezent construcţia de autovehicule trece printr-o perioadă de diversificare intensă care are ca scop crearea unor modele cu parametri tehnico-economici corespunzători unui anumit domeniu sau mod de exploatare, ea realizîndu-se fie prin adaptarea construcţiei generale fie prin schimbarea şi influenţarea unor parametri energetici şi constructivi.

În domeniul construcţiei de autobuze, diversificarea iniţială după scop (urban, rutier, turistic etc.) şi mărime (număr de locuri, lungime etc.) a evoluat mult, ajungînd şi la parametrii dinamici şi economici. În prezent, se pot crea, prin mijloace tehnico-economice relativ simple, soluţii optime care să corespundă unei exploatări raţionale.

Studiul concret al particularităţilor condiţiilor de exploatare pentru autobuzele româneşti arată, din acest punct de vedere, rezerve importante de îmbunătăţire şi ridicare a calităţilor dinamice şi economice ale acestora pentru diferite condiţii de exploatare.

Pentru studiul influenţei transmisiei asupra parametrilor dinamici s-a luat ca element de diversificare raportul de transmitere din transmisia centrală, întrucît modificarea acestuia constituie soluţia tehnologică cea mai economică. Astfel s-au ales valorile : $i_0 = 7{,}2$; $i_0 = 8{,}8$; $i_0 = 9{,}82$ şi cea existentă $i_0 = 7{,}92$.

Pe baza relaţiilor cunoscute [1] s-au stabilit vitezele maxime pe trepte şi coeficienţii maselor în rotaţie corespunzătoare (tabela 1).

Valorile expuse în tabela 1 şi datele tehnice ale autobuzului TV—20 UE au permis calculul timpilor de utilizare ai treptelor şi timpii de demaraj minimi [1], [2]. Rezultatele acestor calcule sînt prezentate în tabela 2.

Tabela 1

i_0	Viteza maximă, km /h					Coeficientul maselor în rotaţie					$\frac{V_{max}}{N_{max}}$
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V	
7,2	14,1	25,2	41	62,5	91	2,72	1,54	1,202	1,087	1,04	$2{,}52.10^{-2}$
7,92	12,8	22,9	37,4	57	83	3,1	1,65	1,22	1,107	1,05	$2{,}3.\ 10^{-2}$
8,8	11,5	20,5	33,6	51	74,5	3,54	1,8	1,3	1,129	1,06	$2{,}07.10^{-2}$
9,82	10,5	18,7	30,6	46,6	68	4,06	1,96	1,362	1,155	1,074	$1{,}89.10^{-2}$

Tabela 2

i_0	Timpul parcurs în treaptă, s					Timpul de demaraj realizat, s				
	I	II	III	IV	V*	I	II	III	IV	V
7,2	5,06	6,15	15,5	38,5	205	5,06	12,57	28,82	68,07	275,82
7,92	4,37	5,35	11,9	26,25	75	4,37	10,47	23,12	50,11	125,86
8,8	4,26	4,4	9,36	18,6	33,4	4,26	9,41	19,52	38,87	73,02
9,82	4,1	3,74	7,4	14,2	19,7	4,1	8,59	16,74	31,69	52,14

* In această treaptă s-a calculat timpul pentru 0,9 $V_{\max}$.

Timpii de demaraj din tabela 2 prezintă unele anomalii. Astfel la $i_0 = 7{,}2$ în treapta a V-a timpul de 205 s este foarte mare. Acest lucru se datoreşte faptului că 0,9 $V_{\max} = 81$ km/h, adică tocmai viteza maximă practic realizabilă. De asemenea la $i_0 = 9{,}82$ se observă că timpul de utilizare al treptei a II-a este mai mic decît cel al treptei I, fapt ce se explică prin creşterea influenţei maselor în rotaţie la această treaptă ceea ce micşorează deceleraţia. De asemenea se poate considera că, pentru o cutie de viteze mecanică, timpul de utilizare al treptei sub 4 s este prea mic pentru a putea utiliza din plin avantajele raportului mare de transmitere. Un alt dezavantaj constă în faptul că forţa de tracţiune maximă din treapta I este utilizabilă numai pe drumuri cu aderenţă avînd $\varphi > 0,5$. În stare descărcată sau semiîncărcată timpii scad la valori şi mai mici, iar coeficientul de aderenţă necesar creşte şi mai mult. În schimb apar avantajoase deceleraţiile mari din treptele superioare.

Pentru analiza funcţionării în regim nestaţionar, interesul principal îl constituie însă spaţiul de demaraj care influenţează în mare măsură viteza medie care poate fi atinsă în cadrul unui ciclu de o anumită mărime. Pentru aceasta s-au calculat spaţiile parcurse în fiecare treaptă, precum şi spaţiul de demaraj total, după metodica stabilită în [2]. În tabela 3 se prezintă valorile calculate ale spaţiilor respective.

Tabela 3

i_0	Spaţiul de demaraj în treaptă, m					Spaţiul de demaraj total, m				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
7,2	9,15	33,4	139	565	2 000	9,15	45,55	190,8	764,3	2 700
7,92	8,9	28,3	101	350	1 420	8,9	40	148	302	1 934
8,8	7,6	20,3	71	219	550	7,6	30,3	105,5	331,5	892
9,82	6,3	16,1	51	154	294	6,3	24,5	79,4	239,8	542,5

Pentru a crea posibilităţi de comparaţie unice pentru cele patru variante ale autobuzului TV–20 UE s-au trasat curbele timpului şi spaţiului de demaraj în funcţie de viteză, curbe care sînt reprezentate în figurile 1 şi 2.

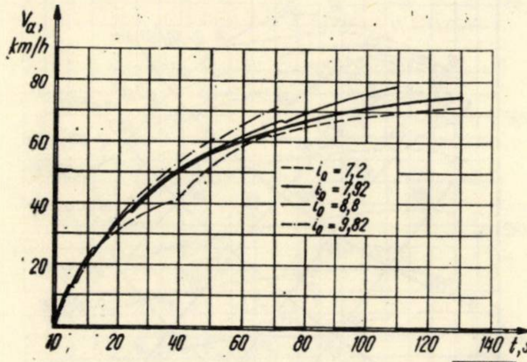


Fig.1 Variaţia timpului de demaraj a autobuzului TV-20 UE pentru diferite rapoarte de transmitere a reductorului central.

Pe baza figurii 2 se poate stabili tabela 4 în care se prezintă viteza în funcţie de spaţiul de demaraj necesar fiecărei variante a autobuzului.

Tabela 4 oferă concluzii foarte interesante, în sensul că se observă că spaţiul de demaraj cel mai avantajos (la $V = 50$ km/h) îl oferă varianta cu $i_0 = 8,8$ şi varianta $i_0 = 9,82$ urmată de $i_0 = 7,92$ şi 7,2. În cazul $i_0 = 7,2$, cu toate că timpii de utilizare ai treptelor de viteză sînt mai mari şi spaţiul de demaraj pe trepte este mai mare, datorită influenţei mici a maselor în rotaţie şi vitezelor maxime pe trepte mai mari se obţin calităţi dinamice destul de bune, la deplasarea în planul orizontal. La deplasări în pantă, situaţia se poate schimba sensibil. În cazul acesta, treapta a V-a practic nu poate fi utilizată. În cazul variantei $i_0 = 9,82$, cu toate că spaţiul de demaraj este minim la viteze peste 55 km/h, se poate considera că cuplul mare nu poate fi utilizat inte-

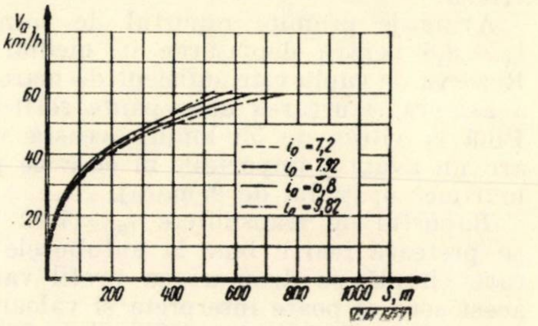


Fig. 2 Variaţia spaţiului de demaraj a autobuzului TV-20 UE pentru diferite rapoarte de transmitere a reductorului central.

Tabela 4

i_0 / V_a	Spaţiul de demaraj, m			
	7,2	7,92	8,8	9,82
40	175	193	165	195
45	265	268	230	265
50	395	355	305	350
55	525	469	465	430
60	815	640	574	525

gral, mai ales la deplasări în plan orizontal cu încărcătură parţială. Timpii de utilizare ai treptelor sînt foarte mici, iar acceleraţiile destul de mari. De asemenea trebuie să crească mult rapiditatea de schimbare a treptei de viteză.

Avantaje promite raportul de transmitere $i_0 = 8{,}8$ pentru deplasările în mediul urban. Rezerva de cuplu este suficient de mare pentru a asigura şi urcarea unor pante relativ mari. Pînă la viteza de 55 km/h, această variantă are un avantaj important în ceea ce priveşte mărimea spaţiului de demaraj.

Raportul de transmitere $i_0 = 7{,}92$ (actual) se pretează foarte bine la autobuzele rutiere care circulă pe drumuri cu profil variat. În acest sens se poate interpreta şi valoarea $i_0 = 7{,}2$ pentru deplasări pe drumuri cu profil plan. În acest caz, treapta a V-a ar trebui transformată în supratpriză, iar treapta a IV-a în priză directă concomitent cu modificarea în sus a raportului de transmitere i_0, astfel ca raportul de transmitere total să nu se modifice.

S-a arătat influenţa modificărilor aduse raportului de transmitere al reductorului central asupra calităţilor dinamice ale autobuzelor. Din acest punct de vedere rezultă următoarele :

— raportul de transmitere $i_0 = 7{,}2$ poate fi folosit numai la autobuzele rutiere utilizate pe drumuri fără profil greu ;

— raportul de transmitere $i_0 = 7{,}92$ se pretează foarte bine la autobuzele rutiere utilizate în zone cu profil variat ;

— raportul de transmitere $i_0 = 8{,}8$ este indicat la autobuze urbane, întrucît prezintă un spaţiu de demaraj minim în domeniul vitezelor utilizate în transportul public urban ;

— raportul de transmitere $i_0 = 9{,}82$ este prea mare pentru autobuzul considerat. Timpii de utilizare mici ai treptelor inferioare fac ca acest avantaj să nu poată fi pe deplin valorificat. Întrucît motorul trebuie să lucreze supraturat în regimul staţionar, rezultă necesitatea unui limitator de turaţie pentru a evita uzurile excesive ale motoarelor.

Evident, aceste concluzii trebuie puse în acord şi cu calităţile economice ale autobuzului.

Pentru construirea caracteristicii economice a autobuzului în funcţie de raportul de transmitere i_0 s-au utilizat caracteristicile motorului SR 215, ridicate pe bancul de probă în condiţii de laborator, din care s-au obţinut caracteristicile dinamice pentru priza directă reprezentate în figurile 3, 4, 5 şi 6.

La aceste caracteristici s-a trecut în ordonată cuplul la roata motoare şi în abscisă viteza de deplasare în treapta a V-a. Curbele cuplului la roata motoare s-au trasat pentru diferite unghiuri de deschidere ale clapelor de acceleraţie. Punctele de consum egal s-au unit prin linii întrerupte. Pe diagramele respective s-a trasat de asemenea şi cuplul rezistent al drumului pentru $\psi = 0{,}02$. Pentru dru-

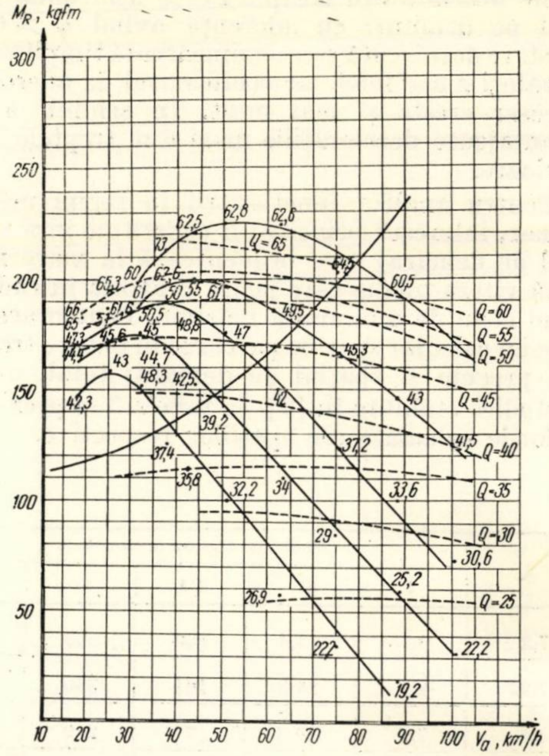


Fig. 3 Caracteristica dinamică la priză directă pentru $i_0 = 7{,}2$.

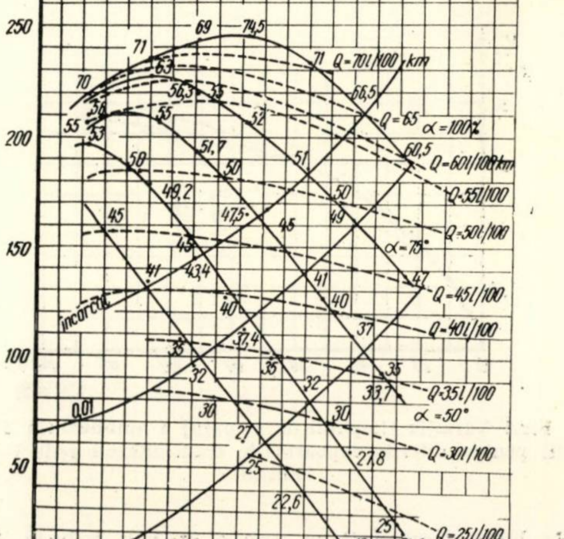


Fig. 4 Caracteristica dinamică la priză directă $i_0 = 7{,}92$.

mul considerat au rezultat consumurile medii Q redate în tabela 5.

Din tabelă rezultă că la viteze mici și rapoarturi de transmitere mari nu sînt diferențe mari între consumuri. Același lucru se poate observa la valori mai reduse ale raportului de transmitere și la viteze mai mari. O dată cu creșterea rezistenței drumului, raportul de transmitere mic provoacă și o creștere însemnată a consumului de combustibil. Astfel, la $V = 60$ km/h, consumul de combustibil crește la $i_0 = 7{,}2$ cu circa 43%; la $i_0 = 7{,}92$ cu 9%; la $i_0 = 8{,}8$ cu 10%, iar la $i_0 = 9{,}82$ cu 13%. De asemenea se observă că, din punct de vedere al economicității în domeniul vitezelor uzuale, diferența consumurilor dintre variantele de autobuze avînd $i_0 = 7{,}92$ și $i_0 = 8{,}8$ nu depășește 2%. Prin urmare rezultă următoarele :

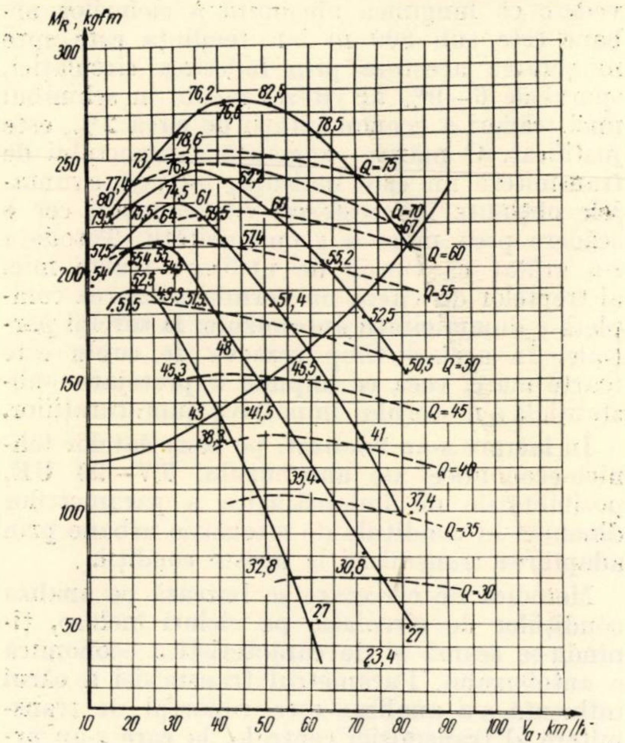


Fig. 5. Caracteristica dinamică la priză directă pentru $i_0 = 8{,}8$.

Tabela 5

i_0 \ V_a	Q pentru $\psi = 0{,}02$					$\psi = 0{,}025$				
	30	40	50	60	70	30	40	50	60	70
7,2	37	38	41	44	50	43	45	50	63	—
7,92	39	41	44	47,5	51	46	47	51	52	65
8,8	41	42	45	50	53	47	48	51	55	65
9,82	41	43	46	51,6	60	51	54	56	61	65

Economicitatea unui autobuz urban avînd $i_0 = 8{,}8$ (față de $i_0 = 7{,}92$) se înrăutățește cu circa 2% la viteze sub 60 km/h; la schimbarea calității drumului, schimbările care survin în consumul de combustibil sînt mai mici la varianta de autobuz avînd $i_0 = 8{,}8$ față de varianta $i_0 = 7{,}92$. Economicitatea autobuzului avînd $i_0 = 8{,}8$ scade cu circa 4–5% față de varianta $i_0 = 7{,}92$ la viteze care depășesc 60 km/h. Astfel se observă că raportul $i_0 = 8{,}8$ nu este avantajos în condiții de circulație interurbană. În condiții de circulație urbană, scăderea economicității cu 2% este practic neglijabilă. În cazul modificării raportului de transmitere la $i_0 = 9{,}82$, economicitatea se reduce la viteze sub 60 km/h cu 5–9%, iar la viteze peste 60 km/h ajunge la 18%, ceea ce nu mai constituie o valoare convenabilă.

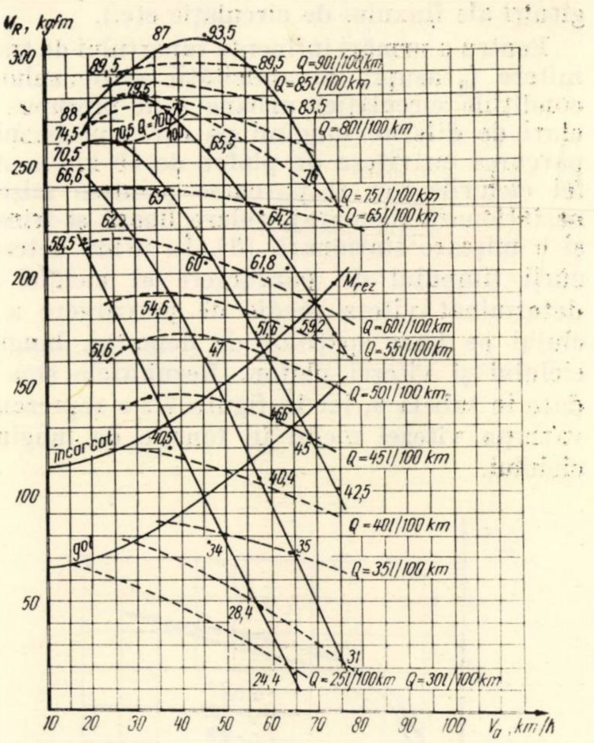


Fig. 6. Caracteristica dinamică la priză directă pentru $i_0 = 9{,}82$.

Condiţiile de exploatare urbane se caracterizează prin mărimea medie a ciclului. Această valoare medie a ciclului este determinată de distanţa dintre staţii, precum şi de opriri întîmplătoare pe traseu (intersecţii, priorităţi, gîtuiri ale fluxului de circulaţie etc.).

Pentru a urmări influenţa raportului de transmitere i_0 asupra dinamicităţii autobuzului în condiţiile circulaţiei urbane s-au presupus cicluri de diferite lungimi pe care autobuzul le parcurge cu viteza de plafon de 60 km/h. Astfel ciclurile vor fi parcurse printr-o mişcare nestaţionară (demaraj, rulare liberă şi frînare) şi o mişcare staţionară [3]. În urma determinării timpului de parcurgere al ciclului s-a determinat viteza medie de parcurgere a ciclului pe baza spaţiilor de demaraj, lungimii ciclului şi vitezei plafon. Rezultatele sînt redate în tabela 6, iar în figura 7 s-a reprezentat variaţia vitezei medii în funcţie de lungimea ciclului.

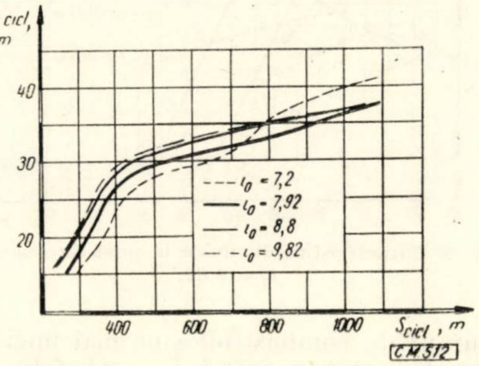


Fig. 7. Variaţia vitezei medii pe ciclu a autobuzului TV-20UE pentru diferite rapoarte de transmitere a reductorului central.

Valorile obţinute arată că viteza medie creşte la cicluri mici cu 9—11%, la schimbarea raportului de transmitere de la 7,92 la 8,8 (la schimbarea de la 7,92 la 9,82, variaţia respectivă este de 14%).

Sporul vitezei medii de parcurgere a ciclului scade pe măsură ce creşte lungimea ciclului. Pe de altă parte însă se îmbunătăţeşte economicitatea autobuzului cu i_0 mai ridicat prin apariţia spaţiului de rulare liberă. Avînd în vedere că lungimea obişnuită a ciclurilor urbane este sub 800 m iar tendinţa este spre micşorarea acestora prin îndesirea circulaţiei, sporul de 6—9% al vitezei medii, în schimbul unei scăderi a economicităţii de circa 2%, este justificat. O mărire exagerată a raportului de transmitere nu este indicată, întrucît avantajele obţinute în creşterea vitezei medii cer o scădere prea mare a economicităţii. Totodată s-a arătat că timpii de utilizare foarte mici ai treptelor de viteză nu permit utilizarea completă a dinamicităţii autobuzului la sarcini parţiale. În acelaşi timp rezerva de cuplu este foarte mare, ceea ce impune o protejare substanţială a motorului împotriva supraturaţiilor.

În lucrare s-au analizat, pe baza datelor tehnico-economice ale autobuzului TV—20 UE, posibilităţile de îmbunătăţire a parametrilor dinamici în condiţiile de circulaţie urbane prin adaptarea transmisiei la aceste condiţii.

Metodica de cercetare se bazează pe analiza condiţiilor de circulaţie pe cicluri închise, ţinîndu-se seamă şi de caracteristica economică a autobuzului. Parametrul transmisiei a cărui influenţă s-a analizat este raportul de transmitere al transmisiei centrale, la care s-au urmărit patru valori.

În urma analizei efectuate rezultă următoarele :

— un raport de transmitere excesiv de mare (i_0 = 9,82) aduce drept avantaj un spaţiu de demaraj redus. Acest avantaj presupune însă o economicitate mai mică. De asemenea timpii mici de utilizare ai treptelor de viteză inferioară reduc sensibil avantajele practice ale îmbunătăţirilor dinamice ;

— raportul de transmitere i_0 = 7,2 aduce avantaje economicităţii, dar reducerea calităţilor dinamice pe drum cu profil variat sau pe

Tabela 6

Lungimea ciclului, m	Timpul total, s				Viteza medie, km/h				Creşterea vitezei medii la i_0 = 8,8 în raport cu i_0 = 7,92
	7,2	7,92	8,8	9,85	7,2	7,92	8,8	9,85	
200	44	39	35	34	16,3	18,5	20,6	21,2	+11%
300	55	48	44	42	19,1	22,5	24,6	25,7	+ 9%
400	59	53	50	48	24,4	27,1	28,8	30	+ 6%
600	73	70	66	66	29,6	30,8	32,8	32,8	+ 6%
800	80	85	84	83	36	33,8	34,3	34,6	+ 2%
1 000	90	96	96	97	40	37,5	37,5	37,5	0%

cicluri sub 600 m este necorespunzătoare. Acest raport de transmitere prezintă interes la autobuze rutiere utilizate în zona de şes;

— raportul de transmitere actual $i_0 = 7{,}92$ s-a dovedit avantajos pentru circulaţia rutieră pe drumuri cu profil variat;

— raportul de transmitere $i_0 = 8{,}8$ prezintă îmbunătăţiri ale calităţilor dinamice pentru autobuzele urbane, iar cuplurile specifice ajung la valori des întîlnite în construcţia autobuzelor urbane. Cu acest raport de transmitere sînt suficiente treptele de viteză II—V, fără a suprasolicita alte organe ale transmisiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cîmpian, V.* Studiul dinamicităţii şi economicităţii autovehiculelor în regim de funcţionare nestaţionar. Teză de doctorat, Braşov, 1968.

[2] *Cîmpian, V.* Determinarea analitică a calităţilor de demaraj ale autovehiculelor, Sesiunea jubiliară a Institutului politehnic Braşov, 1968.

[3] *Cîmpian, V.* Aprecierea dinamicităţii autobuzelor urbane. In : Revista transporturilor, nr. 12, 1969.

[4] *Lurie, M. I.* şi *Tokarev, A.A.* Skorostnie kacestva i toplivnaia ekonomicinosti avtomobilia, Moscova, Maşinostroenia, 1967.

[5] *Untaru, M.* şi col. Automobile. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1968.

CZ 621.911

Contribuţii la studiul geometriei şeverelor-disc

Ing. Spiru VELICU — Asistent — Institutul politehnic — Braşov

Utilizarea pe scară largă a şeveruirii impune studierea mai atentă a fenomenelor ce influenţează acest proces. Dintre fenomenele influente, de mare importanţă este geometria muchiilor aşchietoare ale şeverului, în general insuficient studiată pînă în prezent.

După sistemul de referinţă în raport cu care sînt definite se pot deosebi următoarele categorii de unghiuri ale feţelor şi ale muchiilor : unghiuri constructive sau de formă (proprii); unghiuri pasive sau de poziţie; unghiuri active sau de lucru (cinematice).

Se adoptă pentru aceste unghiuri următoarele notaţii [1] :

α, β, γ — unghiuri constructive sau de formă;

$\bar{\alpha}, \bar{\beta}, \bar{\gamma}$ — unghiuri pasive sau de poziţie;

$\bar{\bar{\alpha}}, \bar{\bar{\beta}}, \bar{\bar{\gamma}}$ — unghiuri active sau de lucru (cinematice).

Aceste elemente generale, aplicabile pentru toate sculele aşchietoare, pot fi identificate şi la scula-şever. Din construcţia şeverului se observă că feţele de degajare sînt formate din plane perpendiculare pe axa şeverului sau perpendiculare pe linia elicoidală de înclinare a dinţilor de pe cilindrul de divizare; aceasta în cazul canelurilor cu secţiune dreptunghiulară. Pentru caneluri cu secţiune trapezoidală, planurile care formează faţa de degajare, sînt înclinate cu unghiul ψ (fig. 1), faţă de planul perpendicular pe axa şeverului, sau pe linia elicoidală de înclinare a dinţilor şeverului de pe cilindrul de divizare.

Faţa de aşezare este formată din suprafaţa elicoidală evolventică a flancurilor şeverului. Din intersecţia acestei suprafeţe elicoidale cu planurile feţelor de degajare rezultă muchiile tăietoare, de forma unor curbe plane.

Scula-şever ar putea fi considerată ca o sculă de cazul cel mai general, dacă şi feţele de degajare ar fi suprafeţe curbe în spaţiu, de unde rezultă că, din punct de vedere teoretic, pentru asigurarea unei geometrii constante pe lungimea tăişurilor se impune ca faţa de degajare să fie o suprafaţă curbă în spaţiu, dar că, prin aplicarea acestei ipoteze teoretice, construcţia şeverului ar fi mult îngreunată.

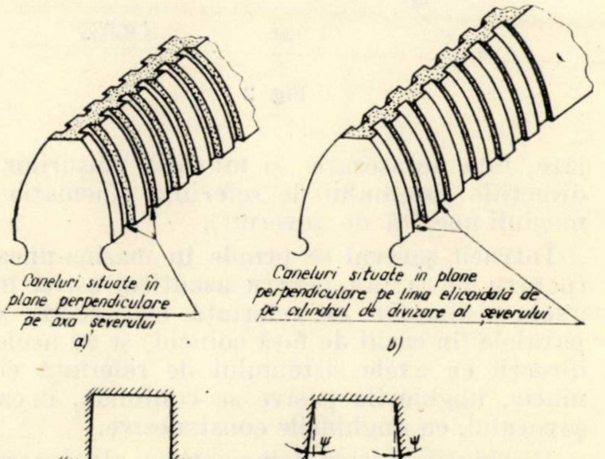

Caneluri situate în plane perpendiculare pe axa şeverului
a)
Caneluri situate în plane perpendiculare pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare al şeverului
b)
ψ
ψ
a)
b)
Secţiunea canelurilor
CM 513

Fig. 1

Unghiurile constructive (de formă) ale şeverului sînt unghiurile pe care le formează faţa de degajare, faţa de aşezare şi muchiile tăişurilor cu direcţiile unui sistem de referinţă, avînd axele paralele cu elementele părţii de prindere ale sculei-şever, adică alezajul şeverului şi faţa frontală care, în cazul sistemului adoptat în figura 2, este paralelă cu planul *xoy*. Sistemul de referinţă astfel definit se numeşte sistem de referinţă constructiv.

Unghiurile pasive (de poziţie) ale şeverului sînt unghiurile pe care le formează faţa de degajare, faţa de aşezare şi muchiile tăişurilor cu direcţiile sistemului de referinţă cinematic (al maşinii-unealtă de şeveruit).

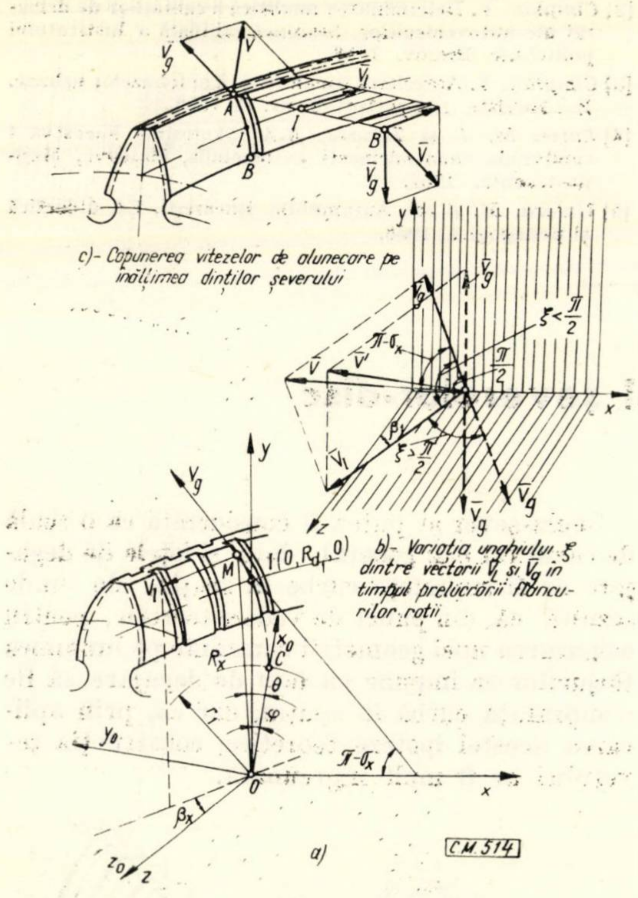

c)- Compunerea vitezelor de alunecare pe înălţimea dinţilor şeverului
b)- Variaţia unghiului ξ dintre vectorii $\overline{V}_t$ şi $\overline{V}_g$ în timpul prelucrării flancurilor roţii
$\xi < \frac{\pi}{2}$
$\pi - \sigma_x$
β_x
$1(0, R_{d_1}, 0)$
x_0
y_0
z_0
R_x
θ
φ
a)
CM 514

Fig. 2

Întrucît şeverul se prinde în maşina-unealtă (pentru lucru sau pentru ascuţire) astfel încît axele sistemului de referinţă constructiv sînt paralele (în cazul de faţă coincid) şi au aceleaşi direcţii cu axele sistemului de referinţă cinematic, unghiurile pasive se confundă, în cazul şeverului, cu unghiurile constructive.

Unghiurile active (cinematice) ale şeverului sînt unghiurile pe care le formează feţele şi muchiile tăişurilor şeverului cu direcţia mişcării de aşchiere $\overline{V}$, sau cu direcţii conjugate acesteia.

Ele determină condiţiile detaşării aşchiei şi ale funcţionării elementului de tăiş care se mişcă în direcţia $\overline{V}$ şi constituie deci baza de plecare la proiectarea sculei şi poziţia pe care trebuie să o ocupe scula faţă de piesă în procesul de aşchiere. Drept sistem de referinţă a fost ales sistemul de referinţă cinematic x, y, z, din figura 2, faţă de care se determină orientarea vectorului mişcării de aşchiere $\overline{V}$ şi orientarea feţelor şi muchiilor tăietoare ale sculei-şever în poziţia de lucru pe maşina de şeveruit. Astfel, unghiurile cinematice sînt raportate ca şi unghiurile pasive faţă de acelaşi sistem de referinţă; ele se definesc însă faţă de direcţia vectorului mişcării de aşchiere care este exprimată în acelaşi sistem de referinţă.

În continuare, utilizînd relaţiile determinate anterior [2], se va face analiza variaţiei geometriei cinematice la diferite tipuri de caneluri pentru un caz de prelucrare ales. Analiza unghiului de degajare cinematic $\overline{\overline{\gamma}}$ se realizează utilizînd relaţiile de calcul pentru unghiul de degajare cinematic, deduse pe baza figurii 3, unde s-a reprezentat un dinte de şever, cu caneluri de secţiune dreptunghiulară sau trapezoidală, situate în plane perpendiculare pe axa şeverului, respectiv în plane perpendiculare pe linia elicoidală de înclinare a dinţilor de pe cilindrul de divizare [2]. Se pot scrie relaţiile de calcul pentru unghiul $\overline{\overline{\gamma}}$ în fiecare dintre aceste cazuri :

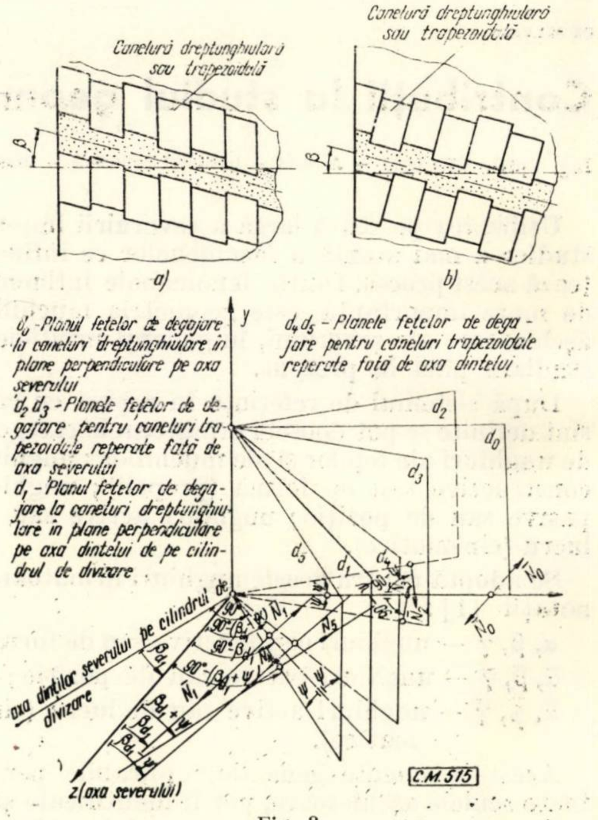

Canelură dreptunghiulară sau trapezoidală
Canelură dreptunghiulară sau trapezoidală
β
β
a)
b)
d_0' - Planul feţelor de degajare la caneluri dreptunghiulare în plane perpendiculare pe axa şeverului
d_2, d_3 - Planele feţelor de degajare pentru caneluri trapezoidale reperate faţă de axa şeverului
d_1 - Planul feţelor de degajare la caneluri dreptunghiulare în plane perpendiculare pe axa dintelui de pe cilindrul de divizare
d_4, d_5 - Planele feţelor de degajare pentru caneluri trapezoidale reperate faţă de axa dintelui
y
d_2
d_0
d_3
d_1
d_4
N_0
N_1
N_5
ψ
$90°-\beta_x$
$90°-(\beta_x+\psi)$
axa dinţilor şeverului pe cilindrul de divizare
z(axa şeverului)
CM 515

Fig. 3

$$\overline{\overline{\gamma}}_{0(+z)} = \arccos \frac{\pm V_t \cos \beta_x}{V};$$

$$\overline{\overline{\gamma}}_{0(-z)} = \arccos \frac{\mp V_t \cos \beta_x}{V}. \qquad (1)$$

Relaţiile (1) dau valoarea unghiului de degajare la canelurile de secţiune dreptunghiulară, situate în plane perpendiculare pe axa şeverului, pentru prelucrarea unui flanc prin deplasare către $+z$, respectiv a celuilalt flanc prin deplasare către $-z$:

$$\bar{\bar{\gamma}}_2 = \arccos \frac{1}{V} [(\mp V_l \sin \beta_x \pm \pm V_g \cos \sigma_x) \sin \psi \pm V_l \cos \beta_x \cos \psi];$$

$$\bar{\bar{\gamma}}_3 = \arccos \frac{1}{V} [(\mp V_l \sin \beta_x \pm \cos \sigma_x) \sin \psi \mp \mp V_l \cos \beta_x \cos \psi], \tag{2}$$

$\bar{\bar{\gamma}}_2$ fiind unghiul de degajare cinematic pentru lucrul într-un sens iar $\bar{\bar{\gamma}}_3$ pentru lucrul în celălalt sens, la caneluri de secţiune trapezoidală reperate faţă de axa şeverului.

Pentru cazul canelurilor dreptunghiulare, situate în plane perpendiculare pe axa dintelui şeverului de pe cilindrul de divizare se stabilesc ecuaţiile (3):

$$\bar{\bar{\gamma}}_{1(+z)} = \arccos \frac{1}{V} [(\pm V_l \sin \beta_x \mp \mp V_g \cos \sigma_x) \sin \beta_{d_1} \pm V_l \cos \beta_x \cos \beta_{d_1}];$$

$$\bar{\bar{\gamma}}_{1(-z)} = \arccos \frac{1}{V} [(\mp V_l \sin \beta_x \pm \pm V_g \cos \sigma_x) \sin \beta_{d_1} \mp V_l \cos \beta_x \cos \beta_{d_1}]. \tag{3}$$

În final, pentru cazul cel mai general rezultă relaţiile:

$$\bar{\bar{\gamma}}_4 = \arccos \frac{1}{V} [(\pm V_l \sin \beta_x \mp \mp V_g \cos \sigma_x) \sin (\beta_{d_1} - \psi) \pm \pm V_l \cos \beta_x \cos (\beta_{d_1} - \psi)];$$

$$\bar{\bar{\gamma}}_5 = \arccos \frac{1}{V} [(\mp V_l \sin \beta_x \pm \pm V_g \cos \sigma_x) \sin (\beta_{d_1} + \psi) \mp \mp V_l \cos \beta_x \cos (\beta_{d_1} + \psi)]. \tag{4}$$

Cu relaţiile (4) se pot determina valorile unghiului de degajare cinematic pentru un şever cu caneluri de secţiune trapezoidală reperate la axa dinţilor şeverului de pe cilindrul de divizare.

În relaţiile de mai sus s-a notat viteza de aşchiere cu:

$$V = \sqrt{V_l^2 + V_g^2 \mp 2 V_l V_g \sin \beta_x \cos \sigma_x},$$

viteza de alunecare longitudinală a flancurilor dinţilor unui angrenaj elicoidal cu:

$$V_l = \omega_1 R_1 \frac{\sin (\beta_1 \pm \beta_2)}{\cos \beta_2}.$$

în care:

ω_1 reprezintă viteza unghiulară a şeverului;

R_1 — raza cercului de rostogolire a şeverului;

β_1 — unghiul de înclinare a dinţilor şeverului pe cilindrul de rostogolire;

β_2 — unghiul de înclinare a dinţilor roţilor de prelucrat pe cilindrul de rostogolire;

β_x — unghiul de înclinare a dinţilor în diferite puncte pe înălţimea dinţilor şeverului;

σ_x — unghiul de înclinare a tangentei la profil faţă de direcţia pozitivă a axei *ox* (fig. 2),

iar viteza de alunecare a profilelor cu:

$$V_g = (\omega_1 \cos^3 \beta_1 + \omega_2 \cos^3 \beta_2)(\operatorname{tg} \theta_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha_{1,2}) \frac{r_{1,2}}{\cos \beta b_{1,2}};$$

unde: ω_2 este viteza unghiulară a roţilor de prelucrat;

$r_{1,2}$ — raza cilindrului de bază al şeverului, respectiv al roţii de prelucrat;

$\beta_{b1,2}$ unghiul de înclinare a liniei elicoidale a dinţilor şeverului, respectiv ai roţii de prelucrat de pe cilindrul de bază;

$\theta_{1,2}$ — unghiul de presiune a şeverului, respectiv a roţii;

$\alpha_{1,2}$ — unghiul de angrenare în secţiunea frontală a şeverului şi a roţii;

β_{d_1} — unghiul de înclinare a dinţilor şeverului pe cilindrul de divizare;

ψ — unghiul de înclinare a flancului canelurii trapezoidale, care se ia în general egal cu 6°.

Semnele care afectează aceste relaţii dau generalitate utilizării lor, în toate cazurile întîlnite în practică, folosind semnele cazului studiat (care se stabilesc ţinînd seamă de sensurile mişcării din figura 2).

Introducînd elementele din punctele de pe cilindrul de rostogolire al şeverului în relaţiile (1), se obţine:

$$\bar{\gamma}_{0l} = \beta_1, \tag{5}$$

ceea ce arată că unghiul de degajare cinematic în punctele de pe cilindrul de rostogolire este egal cu unghiul de înclinare a dinţilor şeverului în aceste puncte.

Înlocuind aceleaşi elemente în relaţiile (2) se obţine:

$$\bar{\gamma}_{2I} = \beta_1 + \psi;$$

$$\bar{\gamma}_{3I} = \beta_1 - \psi. \tag{6}$$

Se observă că unghiul ψ, pentru un flanc al canelurii se adună, iar pentru celălalt flanc se scade, ceea ce convine pentru mărirea durabilităţii muchiilor cu unghiul de degajare cinematic pozitiv.

În cele ce urmează s-au determinat unghiurile de degajare cinematice pentru toate cazurile de execuţie a canelurilor considerate în studiul de faţă la un şever dat ($m_n = 5$ mm; $Z_1=43$; $\beta_{d1}= 15°$ dr) şi o roată de prelucrat ($Z_2 = 28$; $\beta_{de} = 0°$), turaţiile şeverului fiind: 292, 240, 190, 150, 120, 95 rot/min.

Rezultă pentru unghiul de degajare cinematic valorile date în tabela 1.

Tabela 1

Indicii feţelor de degajare din figura 3	Sensul de deplasare	Valorile unghiului de degajare cinematic în punctele extreme		
		Vîrful dintelui *A*	Polul angrenării, *I*	Piciorul dintelui, *B*
0	+z	−51°50′	−15°	−59°10′
	−z	+51°50′	+15°	+59°10′
1	+z	−49°10′	0°	−58°20′
	−z	+49°10′	0°	+58°20′
2	+z	−53°45′	−21°	−60°30′
3	−z	+50°30′	+ 9°	+59°
4	+z	−50°10′	− 6°	−58°30′
5	−z	+48°50′	− 6°	+57°40′

Din studiul valorilor calculate pentru unghiul de degajare cinematic, se observă în cazul considerat că la canelurile de secţiune dreptunghiulară situate în plane perpendiculare pe axa şeverului (notate cu 0 în tabela 1) valorile sînt egale şi de semne contrare. În acest caz, datorită valorilor pozitive foarte mari, aceste muchii se uzează repede, mai ales în cazul şeveruirii, unde este vorba de o răzuire şi unde apare, deci, o uzură pronunţată prin frecare. Pe de altă parte, datorită variaţiei vitezei de aşchiere, apar şocuri, şi, prin urmare, se remarcă şi o uzură prin spargerea muchiilor din zonele cu $\overline{\overline{\gamma}} > 0$ foarte mare. În cazul $\overline{\overline{\gamma}} < 0$ muchiile sînt mai rigide şi asigură o rezistenţă mai mare atît la uzura prin frecare cît şi la uzura prin spargere. Prin urmare, aceste şevere vor avea o durabilitate mai mică. Totuşi, calitatea suprafeţelor prelucrate este bună; se pare că tocmai această geometrie, cu extreme pozitive şi negative mari, contribuie la îmbunătăţirea suprafeţelor prelucrate, prin aceea că, la deplasarea într-un sens, muchiile cu $\overline{\overline{\gamma}} > 0$ vor tăia foarte bine, lăsînd în urma lor o suprafaţă curată, iar la deplasarea în sens invers, muchiile cu $\overline{\overline{\gamma}} < 0$ vor realiza mai mult o tasare a microasperităţilor rămase din faza precedentă, rezultînd, în final, prin această tasare, o calitate corespunzătoare a suprafeţei prelucrate şi cu un strat superficial ecruisat de bună calitate.

Din tabela 1, în rîndul notat cu 2 şi 3, se observă că la aceste caneluri valorile negative ale unghiului de degajare cinematic cresc, în timp ce valorile pozitive scad, ceea ce convine pentru îmbunătăţirea durabilităţii acestor şevere.

Comparînd valorile din rîndul 0 cu cele din rîndul 2 şi 3 se observă că deşi valoarea unghiului de degajare cinematic din rîndul 3 scade, în polul angrenării, de la +15° la +9°, adică cu valoarea unghiului de înclinare ψ a canelurii: la vîrful şi piciorul dintelui această scădere este foarte mică faţă de polul angrenării. Cu toate acestea, ameliorarea valorilor pozitive ale unghiului $\overline{\overline{\gamma}}$ se face pe lungimea tăişului cu valori din ce în ce mai mici din polul angrenării către vîrful şi piciorul dinţilor şeverului unde această scădere devine foarte mică.

Tot în scopul măririi durabilităţii se utilizează şevere cu caneluri de secţiune dreptunghiulară, cu valori pentru unghiul $\overline{\overline{\gamma}}$ calculate în rîndul 1, şi de secţiune trapezoidală cu valori pentru unghiul $\overline{\overline{\gamma}}$ calculate în rîndul 4 şi 5.

Comparînd valorile unghiului $\overline{\overline{\gamma}}$, se observă că o scădere mai pronunţată a valorilor pozitive se produce în cazul 5, adică la caneluri de secţiune trapezoidală, reperate faţă de axa dintelui şeverului de pe cilindrul de divizare.

Din acest exemplu se confirmă importanţa mare pe care o are modificarea profilului dinţilor roţilor de prelucrat la vîrful şi piciorul dinţilor, deoarece valorile foarte mari ale unghiului de degajare cinematic slăbesc rezistenţa muchiilor, mai ales în cazul şeveruirii, unde intrarea şi ieşirea din aşchiere se face cu o mişcare accelerată, care produce şocuri şi deci o uzură rapidă a muchiilor în aceste zone. Prin urmare, mărirea durabilităţii şeverelor se va face şi prin modificarea corespunzătoare a profilului dinţilor de prelucrat în aşa fel încît muchiile şeverului să se angajeze treptat în şpan şi să poată ieşi liber din aşchiere, evitîndu-se pragurile de care s-ar putea lovi la ieşirea din aşchiere.

Analiza unghiului de aşezare cinematic $\overline{\overline{\alpha}}$ se realizează fiind cunoscută relaţia analitică de determinare a valorii unghiului de aşezare cinematic [2], [3]:

$$\overline{\overline{\alpha}} = \text{arc sin}\left\{\frac{h \sin(v+\rho)\,[\pm V_t \sin\beta_x \mp V_s \cos\sigma_x] \pm V_s h \sin\sigma_x \cos(v+\rho) \mp V_t \mathrm{r}_1 \cos\beta_x}{V\cdot\sqrt{h^2+r^2}}\right\} \quad (7)$$

unde:

v — este unghiul de rotaţie (fig. 4);

$h = \frac{d_z}{d_v} = \frac{P}{2\pi}$ — o constantă de proporţionalitate (parametrul mişcării de şurub); reprezintă translaţia Δ_z la rotirea $\Delta_v = 1$ radian, în mişcarea după elicea directoare de pas P;

ρ — unghiul de rostogolire (fig. 4), acelaşi cu unghiul de presiune, s-a notat şi denumit astfel pentru a preciza mai clar generarea suprafeţei evolventice.

Se poate determina valoarea unghiului de aşezare cinematic pentru orice punct de pe tăiş corespunzător direcţiei vectorului vitezei de aşchiere.

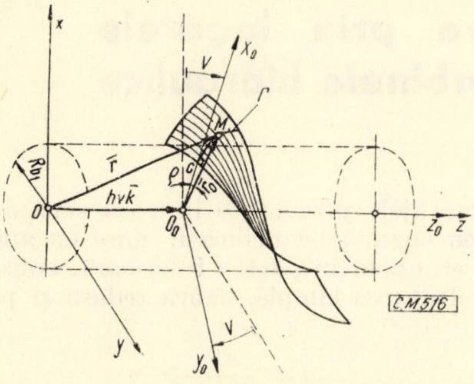

x
X_0
v
Γ
M
R_{b1}
$\bar{r}$
ρ
c
ε_0
$hv\bar{k}$
O
O_0
Z_0
Z
CM516
y
y_0
v

Fig. 4

Pentru a avea o imagine mai clară a unghiului de aşezare cinematic $\overline{\overline{\alpha}}$ s-a reprezentat în figura 5, o secţiune a flancurilor şeverului şi roţii de prelucrat cu planul $\overline{V}M\overline{n}_D$, M fiind un punct curent pe o muchie a şeverului iar $\overline{n}_D$ vectorul

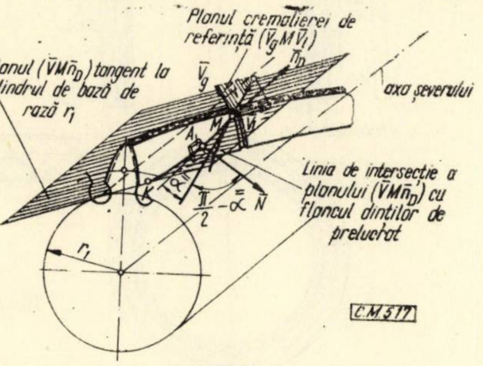

Planul cremalierei de referinţă ($\overline{V}_gM\overline{V}_I$)
Planul ($\overline{V}M\overline{n}_D$) tangent la cilindrul de bază de rază r_1
$\overline{V}_g$
$\overline{n}_D$
axa şeverului
M
A
$\overline{V}_I$
K
$\overline{\overline{\alpha}}$
$\frac{\pi}{2} - \overline{\overline{\alpha}}$
$\overline{N}$
Linia de intersecţie a planului ($\overline{V}M\overline{n}_D$) cu flancul dinţilor de prelucrat
r_1
CM517

Fig. 5

normal pe faţa de degajare. În figura 5 s-a notat cu KM, linia de intersecţie a flancului dintelui şeverului cu planul precizat mai sus, A fiind planul tangent în orice punct de pe această linie a suprafeţei elicoidale.

Considerînd parametrul $v = 0$ rezultă următoarele valori pentru unghiul de aşezare cinematic: la vîrful dinţilor $\overline{\overline{\alpha}}_A = 36°10'$; în polul angrenării $\alpha_I = 13°20'$; la piciorul dinţilor $\overline{\overline{\alpha}}_B = 44°30'$.

Reamintind că planul de măsurare a unghiului $\overline{\overline{\alpha}}$ este planul format de vectorul vitezei de aşchiere şi vectorul normal pe planul tangent la faţa de aşezare, se poate justifica valoarea foarte mare a unghiului $\overline{\overline{\alpha}}_B$ de la piciorul dinţilor şeverului.

Pentru îmbunătăţirea valorilor exagerat de mari ale unghiurilor cinematice, se va acţiona asupra elementelor geometrice ale şeverului (diametrul şi unghiul de înclinare a dinţilor) în aşa fel încît valoarea vitezei V_g să scadă, deoarece în cazul unui şever dat şi o roată de prelucrat dată, valoarea unghiurilor cinematice nu se modifică la schimbarea turaţiei şeverului.

Analiza unghiului de înclinare cinematic al muchiilor $\overline{\overline{\lambda}}$ se realizează utilizînd relaţia [3]:

$$\overline{\overline{\lambda}} = \arcsin \frac{1}{V} [(\mp V_l \sin \beta_x \pm \pm V_g \cos \sigma_x) \cos \sigma_x \pm V_g \sin^2 \sigma_x]; \qquad (8)$$

în care mărimile au semnificaţia cunoscută; se poate determina valoarea unghiului de înclinare cinematic al muchiilor şeverului pentru cazul studiat: $\overline{\overline{\lambda}}$ la vîrful dinţilor $\overline{\overline{\lambda}}_a = 50°40'$, în polul angrenării $\overline{\overline{\lambda}}_I = 0°30'$, iar la piciorul dinţilor $\overline{\overline{\lambda}}_B = 59°20'$.

O dată cu creşterea vectorului vitezei de alunecare a profilelor V_g către vîrful şi baza dinţilor şeverului, direcţia vectorului mişcării de aşchiere se modifică, astfel că şi poziţia planului de bază cinematic, corespunzătoare acestei direcţii, determină valori din ce în ce mai mari pentru unghiul $\overline{\overline{\lambda}}$, către vîrful şi piciorul dinţilor şeverului.

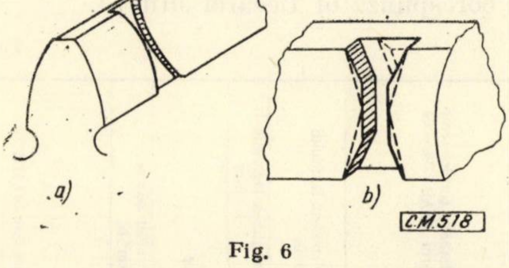


Fig. 6

La construcţiile actuale de şevere, pentru punctele de pe tăişuri către vîrful şi piciorul dinţilor şeverului, planul de bază cinematic nu mai rămîne paralel cu planul feţelor de degajare. După cum s-a văzut, valoarea unghiului de înclinare în cazul studiat ajunge pînă la 58°20'. În consecinţă, pentru a menţine geometria cinematică constantă pe lungimea tăişurilor şeverului, trebuie ca vectorul mişcării de aşchiere să fie, pentru toate punctele de pe tăiş, perpendicular pe planul tangent la faţa de degajare. Aceste condiţii pot fi îndeplinite dacă canelurile practicate pe flancurile şeverului se vor lărgi către vîrful şi piciorul dinţilor, ca în figura 6. Această formă a canelurii este foarte greu de executat şi totodată poate produce, prin lărgirea de la vîrful şi piciorul dintelui, puncte de discontinuitate care la prelucrare conduc la erori mari ale formei profilului dintelui ce se prelucrează. Pentru a uşura execuţia acestei caneluri se propune o formă simplificată, formată din 3 plane sau 2 plane (reprezentate punctat în figura 6 b).

Observaţiile scoase în evidenţă în această lucrare contribuie la clarificarea problemelor practice şi teoretice în scopul îmbunătăţirii acestui proces de prelucrare şi de mărire a durabilităţii sculei-şever.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Editura tehnică, Bucureşti, 1967.

[2] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul cinematic al procesului de finisare prin şeveruire a roţilor dinţate. În : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1968.

[3] *Velicu, S.* Contribuţii la studiul geometriei constructive şi cinematice a şeverelor-disc. In: Construcţia de Maşini nr. 12, 1968.

CZ 621.224 : 621.822

Asupra variaţiei în funcţie de puterea hidroagregatului a debitului apei de răcire-ungere prin lagărele cu cuzineţi cauciucaţi, folosite la turbinele hidraulice

Ing. Iacob VOIA – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reşiţa

În ansamblul hidroagregatului, lagărul turbinei prezintă o importanţă deosebită în ceea ce priveşte siguranţa în exploatare. Condiţiile specifice de funcţionare ca : mediul umed şi necesitatea unor etanşări complicate, sarcini variabile a căror valoare nu se cunoaşte decît cu o aproximaţie destul de largă, precum şi necesitatea montării lagărului cît mai aproape de rotorul turbinei în vederea măririi turaţiei critice proprii a arborelui hidroagregatului, sînt elemente ce trebuie avute în vedere de proiectant corespunzător fiecărei situaţii.

Tabela 1

Nr. crt	Simbolul turbinei conform STAS 7100–65	Diametrul lagărului d(mm)	Lungimea lagărului l (mm)	l/d	Debitul de apă q(m³/h)	Denumirea CHE
1	KVB 5,5–15	415	458	1,10	24	Piatra Neamţ Buhuşi
2	KVB 7,5–20	415	458	1,10	22	Roznov II, Zărneşti, Costişa, Bacău II
3	KVB 11,5–15	520	518	1,00	36	Pîngăraţi, Racova, Gîrleni, Bacău I,
4	KVB 23–26	665	475	0,71	40	Vaduri
5	KVB 4,2–40	315	296	0,91	24	Baia-Mare
6	KVB 8,2–20	415	458	1,10	22	Oieşti, Albeşti

Avantajele prezentate în acest sens de lagărele cu cuzineţi cauciucaţi, unse cu apă, prin lipsa etanşării în partea inferioară, construcţia şi exploatarea simple, uzura redusă şi proprietăţile de amortizare a vibraţiilor, au orientat constructorii de turbine din ţara noastră spre folosirea lor la turbinele hidraulice. Astfel,

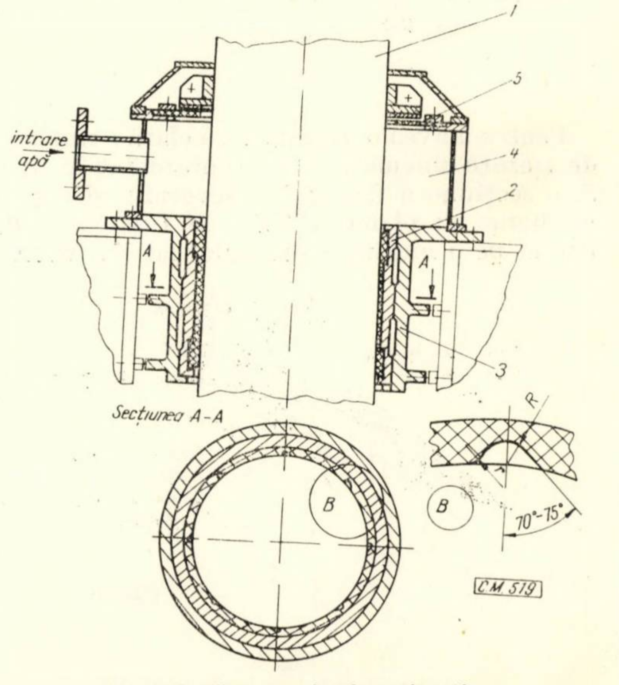


Fig. 1. Lagăr cu cuzineţi cauciucaţi :
1 – arbore ; *2* – cuzinet ; 3 – portcuzinet ; *4* – camera de apă ; *5* – etanşare.

toate hidroagregatele fabricate de U.C.M. — Reșița pentru amenajările Bistrița-aval, Argeș-aval și Firiza-Baia Mare au lagărele turbinei construite în varianta cuzineților cauciucați. Caracteristicile acestor lagăre sînt date în tabela 1, iar construcția lor rezultă din figura 1.

Alimentarea cu apă a lagărelor. Siguranța în funcționare a lagărelor depinde în primul rînd de prezența lichidului de răcire-ungere, respectiv apa. Practica a arătat că absența apei la lagărul turbinei, un timp foarte scurt, de ordinul secundelor, duce la arderea cuzineților și deci la scoaterea din exploatare a lagărului. Din acest motiv și pentru asigurarea unei funcționări continue, în caz de deranjamante se prevede alimentarea de la două surse independente. În mod obișnuit, în centrala hidroelectrică, cele două surse sînt camera spirală și bieful amonte. Adoptarea acestor surse sau folosirea unor pompe este dictată de căderea turbinei, la căderi mici fiind necesară prevederea pompelor în circuitul de alimentare.

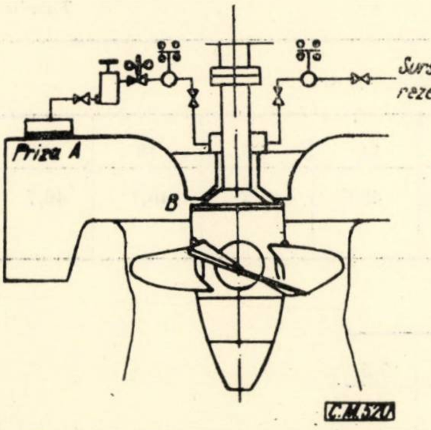


Fig. 2. Schema de alimentare cu apă a lagărului turbinei.

Schema circuitului de apă prin lagărul turbinei este reprezentată în figura 2, unde A este priza din camera spirală sau baraj; urmează circuitul format din filtre, vane, diafragma releului de debit, camera de apă deasupra lagărului, apoi lagărul și evacuarea în punctul B (camera rotorului). Schema corespunde alimentării prin cădere liberă, caz studiat în continuare.

În general, problema debitului de apă prin lagărul turbinei este puțin clarificată în literatura de specialitate. Se dau indicații statistice asupra stabilirii debitului în funcție de diametrul arborelui [1], [3] și asupra modului de calcul al debitului prin lagăr [2] la deschiderea maximă a aparatului director. Se amintește de asemenea [2] că debitul de apă prin lagăr variază în funcție de puterea mașinii, fără a se indica însă nici o dată sau o valoare cantitativă a acestei variații. Recent, a fost dată [5] variația debitului de apă prin lagărul turbinei, măsurat pe un agregat cu puterea de circa 80 MW.

În lucrarea de față se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale ale variației debitului apei de răcire-ungere prin lagăr, în funcție de puterea hidroagregatului, efectuate, în cadrul I.P.E.E. — Reșița, pe două turbine în funcțiune în amenajarea Bistrița-aval.

Cercetarea variației debitului prin lagăr, la diferite regimuri de funcționare, a devenit necesară în urma deranjamentelor ce au provocat arderea cuzineților și deci scoaterea lagărului din exploatare.

Deranjamentele, survenite la cîteva grupuri din amenajarea Bistrița-aval, s-au datorit fie întreruperii accidentale a circuitului apei de răcire-ungere, fie provocării unor regimuri tranzitorii care au dus la anularea debitului prin lagăr.

Debitul de apă prin lagăr. Pentru calculul debitului se folosește relația cunoscută la scurgerea prin conducte [2]:

$$q = \sqrt{\frac{2gh}{\sum\left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i}\frac{1}{f_i} + \xi_i \frac{1}{f_i^2}\right)}}, \qquad (1)$$

notațiile fiind cele obișnuite în hidraulică.

Este evident că, pentru un circuit dat, mărimea care dictează variația debitului este sarcina h care se calculează cu relația [2]:

$$h = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2 + \frac{U_2^2 - U_1^2}{8g}, \qquad (2)$$

unde (fig. 2):

$\frac{P_1}{\gamma}$, Z_1 reprezintă presiunea și cota absolută în punctul A;

$\frac{P_2}{\gamma}$, Z_2 — presiunea și cota absolută în punctul B;

$\frac{U_2^2 - U_1^2}{8g}$ — creșterea presiunii la ieșire din lagăr datorită rotației flanșei arborelui.

Întrucît se poate considera $\frac{p_1}{\gamma}$ = constant, mărimile $Z_1 - Z_2$ și $\frac{U_2^2 - U_1^1}{8g}$ fiind de asemenea constante, mărimea care variază în funcție de puterea mașinii este $\frac{p_2}{\gamma}$. Caracterul acestei variații este foarte dificil de prins într-o relație matematică, mai ales la încărcări mici ale mașinii sau în cazul regimurilor tranzitorii.

La încărcări mici sau la funcționarea în gol, presiunea scade în punctul B sub cea atmosferică, ceea ce provoacă deschiderea ventilelor de rupere a vacuumului și admisia aerului atmosferic în zona capacului turbinei. Evident, caracterul scurgerii în aceste condiţii este complet diferit de scurgerea axial simetrică şi potenţială admisă la calculul turbinei.

Tabela 2

Nr. crt.	Tipul turbinei	Puterea N, MW	Căderea H_c, m	Debitul instalat Q_i, m³/s	Turaţia n, rot/min
1	KVB 7,5–20	7,35	20	40	250
2	KVB 23–26	23,4	26,2	100	166,7

În aceste condiţii, s-a procedat la studierea experimentală a variaţiei debitului pentru alimentarea lagărului turbinei, în cazul turbinelor de tip Kaplan cu puterea de 7,5 şi 23 MW, avînd lagărele alimentate prin cădere liberă, în funcţiune în amenajarea Bistriţa-aval; caracteristicile acestor turbine sînt date în tabela 2.

Tabela 3

CHE Vaduri: turbina KVB 23–26

Puterea, N	MW	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	23
Debitul la lagăr, q	m³/h	65	60	52	47	44	43	44,9	45,8	45,8	46,7	46,7

CHE Roznov II: turbina KVB 7,5–20

Puterea, N	MW	0	2	3	4	5	6	7	7,5
Debitul la lagăr, q	m³/h	57	50	47	46	38	38	38	38

Măsurătorile s-au efectuat determinînd debitul scurs prin lagăr cu ajutorul unei diafragme la diferite puteri ale hidroagregatului. Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în tabela 3 şi în diagramele din figurile 3 şi 4. Valorile din tabelă reprezintă media valorilor obţinute la încărcarea şi, respectiv, descărcarea grupului. Abaterile rezultate între cele două măsurători se încadrează în limitele ±2%.

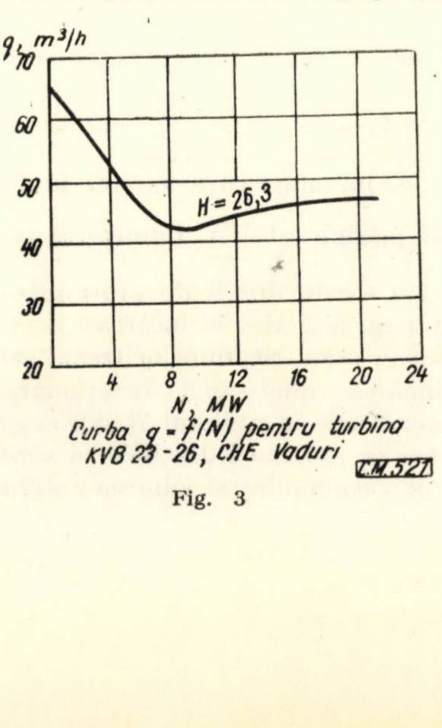


Fig. 3

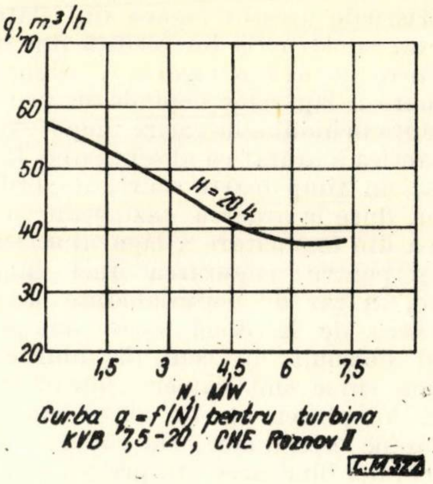


Fig. 4

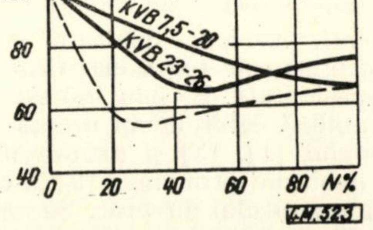


Fig. 5. Variaţia procentuală a debitului funcţie de putere.

Este important de precizat că scăderea rezultată a debitului efectiv prin lagăr este contrară cerinţelor funcţionale. Aşa cum au arătat cercetările [4], sarcina pe lagăr creşte o dată cu puterea maşinii, după cum rezultă din diagrama din figura 6 unde se dau curbele de variaţie a forţei în lagăr în funcţie de puterea agregatului, măsurate în două centrale hidroelectrice din U.R.S.S.

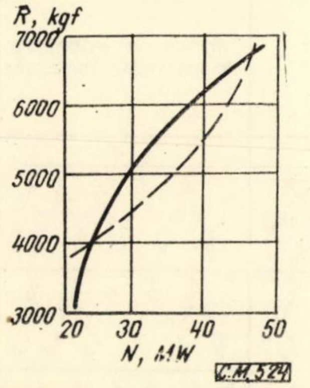


Fig. 6. Încărcarea lagărului funcţie de putere.

În vederea stabilirii unor concluzii cu caracter mai general se prezintă în figura 5, în coordonate relative q/q_{max} şi N/N_{max}, variaţia debitului în funcţie de puterea maşinii; s-a trasat de asemenea [5] curba corespunzătoare turbinei de 80 MW dată în această lucrare.

Concluzii. Din analiza rezultatelor experimentale prezentate mai sus rezultă că debitul apei de răcire-ungere prin lagărul turbinei, în funcţie de puterea agregatului, prezintă următoarea variaţie: de la valoarea maximă, care apare la mersul în gol, scade sensibil, atinge o valoare minimă în jur de (0,5 — 0,65) q_{max}, după care urmează o creştere foarte lentă. Poziţia punctului de minim al debitului depinde de puterea agregatului: la agregatele de putere mare, q_{min} corespunde la încărcări mici (0,2 — —0,4) N_{max}, iar la agregatele de putere mică la încărcări mai mari.

De caracteristica acestei variaţii trebuie să se ţină seamă în proiectarea lagărului, la stabilirea debitului de calcul corespunzător deschiderii maxime a aparatului director şi la nivel amonte minim.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Covalev, M.N.* Ghidroturbinî, Moscova, Maşghiz, 1961.
[2] *Granovschi, S.L.* Konstrukţii ghidroturbinî i rasciot ih detalei. Moscova, Maşghiz, 1953.
[3] *Davîdov, A.P.* Rezinovîe podşipniki dlia ghidroturbinî C.E.I. Moscova, 1958.
[4] In: Energomaşinostroenie, nr. 4, 1967.
[5] *Davîdov, A. P.* Rezinovîe podşipniki vî maşinostroenie Leningrad, Maşinostroenie, 1968.

CZ 621.43

Aspecte ale dinamicii motoarelor cu două linii paralele de cilindri

Ing. Gheorghe ZĂTREANU — Institutul politehnic – Bucureşti

În comparaţie cu motoarele în linie, motoarele cu două linii paralele de cilindri prezintă posibilităţi sporite de echilibraj Aceste posibilităţi sînt analizate în lucrare, evidenţiindu-se unele soluţii avantajoase sub aspectul echilibrajului, pentru ansamblul motorului, al forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie din fiecare linie şi al momentelor externe corespunzătoare. Se tratează cazul motoarelor în doi timpi, la care numărul de cilindri din fiecare linie este par, numărul total de cilindri fiind limitat la $i = 16$.

Se consideră că mecanismele bielă-manivelă sînt axate şi că distanţele dintre cilindrii consecutivi sînt egale. Cei doi arbori cotiţi, care echipează cele două linii de cilindri, sînt presupuşi identici, avînd acelaşi sens de rotaţie; acest sens este considerat pozitiv la măsurarea unghiurilor şi la desemnarea oricărei mişcări de rotaţie. Se admite că în ambele linii se utilizează aceeaşi ordine de aprindere, cu aprinderi uniform repartizate.

Se folosesc notaţiile: 1, 2, 3, ... $\frac{i}{2}$ — numerele cilindrilor consecutivi din fiecare linie şi ale manivelelor aferente, începînd de la aceeaşi extremitate a motorului; I, II, III, ... K... $\frac{i}{2}$ — numerele aprinderilor consecutive din fiecare linie, numerele I desemnînd aprinderile din cilindrii 1; s şi d — indici atribuiţi numerelor precedente pentru precizarea liniei din stînga şi respectiv din dreapta, faţă de un observator care priveşte motorul dinspre extremitatea unde se află cilindrii 1. Conform acestor notaţii, cazul general al alternării aprinderilor între linii corespunde cuplajului $I_s \rightarrow K_d$ al aprinderilor (aprinderea I_s este urmată de aprinderea K_d).

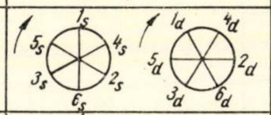
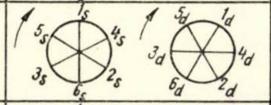
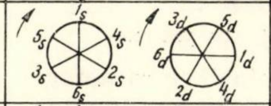
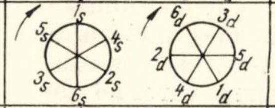
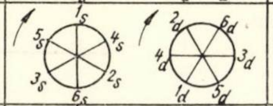
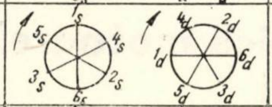
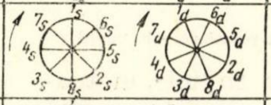
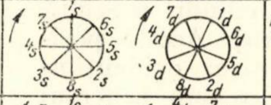
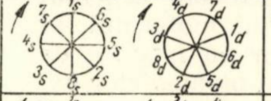
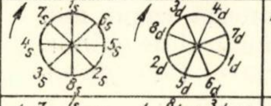
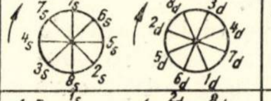
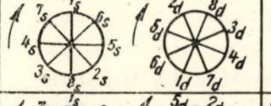
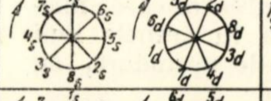
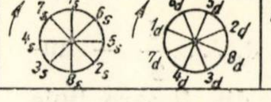
Potrivit teoriei echilibrajului forţelor de inerţie la motoarele cu două linii de cilindri [1], în fiecare linie a motoarelor studiate produc rezultante armonicile forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie ce au ordinele

$$p = \varkappa \frac{i}{2}, \qquad (1)$$

unde $i \geqslant 4$ şi $\varkappa = 1, 2, 3, \ldots$ Pentru a echilibra pe ansamblul motorului armonica de ordinul p calculat din (1), este necesar ca decalajul unghiular ζ dintre aprinderile consecutive I_s şi K_d să respecte condiţia

$$\zeta = (2\,\lambda_p - 1)\frac{\pi}{p}, \qquad (2)$$

Tabela 1

Numărul de cilindri i	Ordinele armonicilor forțelor de inerție care produc rezultante în fiecare linie ($\varkappa = 1, 2, 3, \ldots$)	Decalajul ζ	Ordinile armonicilor forțelor de inerție care se echilibrează pentru ansamblul motorului ($\varkappa = 1, 2, 3, \ldots$)	Ordinea de aprindere pe linie și numerotarea aprinderilor consecutive	Valorile numărului K_d	Poziția relativă a arborilor cotiți	Ordinea de aprindere pe ansamblul motorului	Valoarea absolută a amplitudinii R_1	Numărul soluției
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	$p = 6\varkappa$	$\frac{\pi}{6}$	$p_{ec} = 6(2\varkappa - 1)$	1-5-3-6-2-4 I II III IV V VI	1		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $1_d\ 5_d\ 3_d\ 6_d\ 2_d\ 4_d$	$\lvert R_1\rvert = 6{,}70 F_1 l$	1
					2		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $5_d\ 3_d\ 6_d\ 2_d\ 4_d\ 1_d$	$\lvert R_1\rvert = 6{,}70 F_1 l$	2
					3		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $3_d\ 6_d\ 2_d\ 4_d\ 1_d\ 5_d$	$\lvert R_1\rvert = 4{,}90 F_1 l$	3
					4		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $6_d\ 2_d\ 4_d\ 1_d\ 5_d\ 3_d$	$\lvert R_1\rvert = 1{,}79 F_1 l$	4
					5		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $2_d\ 4_d\ 1_d\ 5_d\ 3_d\ 6_d$	$\lvert R_1\rvert = 1{,}79 F_1 l$	5
					6		$1_s\ 5_s\ 3_s\ 6_s\ 2_s\ 4_s$ $4_d\ 1_d\ 5_d\ 3_d\ 6_d\ 2_d$	$\lvert R_1\rvert = 4{,}90 F_1 l$	6
16	$p = 8\varkappa$	$\frac{\pi}{8}$	$p_{ec} = 8(2\varkappa - 1)$	1-7-4-3- I II III IV -8-2-5-6 V VI VII VIII	1		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $1_d\ 7_d\ 4_d\ 3_d\ 8_d\ 2_d\ 5_d\ 6_d$	$\lvert R_1\rvert = 2{,}78 F_1 l$	1
					2		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $7_d\ 4_d\ 3_d\ 8_d\ 2_d\ 5_d\ 6_d\ 1_d$	$\lvert R_1\rvert = 2{,}78 F_1 l$	2
					3		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $4_d\ 3_d\ 8_d\ 2_d\ 5_d\ 6_d\ 1_d\ 7_d$	$\lvert R_1\rvert = 2{,}35 F_1 l$	3
					4		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $3_d\ 8_d\ 2_d\ 5_d\ 6_d\ 1_d\ 7_d\ 4_d$	$\lvert R_1\rvert = 1{,}57 F_1 l$	4
					5		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $8_d\ 2_d\ 5_d\ 6_d\ 1_d\ 7_d\ 4_d\ 3_d$	$\lvert R_1\rvert = 0{,}55 F_1 l$	5
					6		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $2_d\ 5_d\ 6_d\ 1_d\ 7_d\ 4_d\ 3_d\ 8_d$	$\lvert R_1\rvert = 0{,}55 F_1 l$	6
					7		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $5_d\ 6_d\ 1_d\ 7_d\ 4_d\ 3_d\ 8_d\ 2_d$	$\lvert R_1\rvert = 1{,}57 F_1 l$	7
					8		$1_s\ 7_s\ 4_s\ 3_s\ 8_s\ 2_s\ 5_s\ 6_s$ $6_d\ 1_d\ 7_d\ 4_d\ 3_d\ 8_d\ 2_d\ 5_d$	$\lvert R_1\rvert = 2{,}35 F_1 l$	8

în care factorul λ_p poate lua orice valoare întreagă din domeniul

$$1 \leqslant \lambda_p \leqslant \frac{2p}{i}. \tag{3}$$

Echilibrarea armonicii de ordinul p antrenează şi echilibrarea armonicilor ale căror ordine sînt multipli impari de p [1]. În consecinţă, echilibrajul optim al forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie pretinde asigurarea echilibrării armonicii de ordinul cel mai mic, deoarece se echilibrază astfel cele mai multe armonici. Din (1) se constată că ordinul minim este $\frac{i}{2}$, iar pentru $p = \frac{i}{2}$ din (3) se obţine $\lambda_p = 1$. Înlocuind aceste valori în (2), rezultă $\zeta = \frac{2\pi}{i}$. Astfel, echilibrajul optim al orţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de ranslaţie, adică echilibrajul armonicilor de ordinele

$$p_{ec} = (2\varkappa - 1)\frac{i}{2}, \quad (\varkappa = 1, 2, 3, \ldots),$$

reclamă folosirea repartiţiei uniforme a aprinderilor pentru ansamblul celor două linii, la motoarele studiate.

Pentru o anumită construcţie a arborilor cotiţi, echilibrajul optim precizat poate fi realizat prin

$$n = \frac{i}{2} \tag{4}$$

soluţii distincte, întrucît sînt posibile $\frac{i}{2}$ cuplaje de tipul $I_s \rightarrow K_d$ ale aprinderilor; în adevăr, considerentele precedente nu necesită particularizări privind numărul K_d, ce poate reveni oricărei aprinderi din linia din dreapta, pentru ordinea de aprindere comună celor două linii. Sînt demne de reţinut, evident, soluţiile corespunzătoare acelei construcţii a arborilor cotiţi care este favorabilă sub aspectul echilibrajului momentelor externe ale forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie.

Deoarece numărul de cilindri din fiecare linie este par, se pot folosi arbori cotiţi la care manivelele din fiecare grupă de manivele în opoziţie se află la distanţe egale de mijlocul arborelui cotit. Se echilibrează astfel momentele externe ale tuturor armonicilor pare în fiecare linie, unde subzistă numai momentele externe ale armonicii întîi [2]. Dintre construcţiile posibile de arbori cotiţi care realizează acest echilibraj la un anumit motor, trebuie preferată, pentru precizarea celor n soluţii date de relaţia (4), construcţia ce asigură cea mai mică valoare a momentului extern maxim al armonicii întîi. De exemplu, pentru motoarele cu 12 şi 16 cilindri această construcţie conduce la soluţiile prezentate în tabela 1.

În tabela 1 s-a trecut pentru fiecare soluţie şi valoarea absolută a amplitudinii momentului rezultant de ordinul întîi. Calculele au fost conduse cu relaţia cunoscută [3] a amplitudinii momentului rezultant de ordinul q*

$$R_q = 2M_q \cos q \frac{\psi - \zeta}{2}, \tag{5}$$

în care M_q este momentul extern maxim produs de armonica de ordinul q într-o linie, iar

$$\psi = (K_d - 1)\frac{2\pi}{\frac{i}{2}} \tag{6}$$

este unghiul cu care arborele cotit din dreapta trebuie rotit în sens pozitiv pentru declanşarea simultană a aprinderilor I_s şi K_d. Pentru momentul M_1 s-au folosit valorile $M_1 = 3{,}464\ F_1 l$ în cazul $i = 12$ şi $M_1 = 1{,}416\ F_1 l$ în cazul $i = 16$, aferente construcţiilor de arbori cotiţi adoptate, unde F_1 este amplitudinea armonicii întîi, iar l este distanţa dintre doi cilindri consecutivi. Se constată că cele mai avantajoase sînt soluţiile 4 şi 5 la $i = 12$, respectiv soluţiile 5 şi 6 la $i = 16$.

Pentru unele motoare se pot propune şi alte soluţii care să asigure echilibrajul optim al forţelor de inerţie, avînd caracteristici favorabile şi în ceea ce priveşte echilibrarea momentelor externe**. În acest sens reţin atenţia următoarele.

1) În cazul $i = 12$ numărul de cilindri din fiecare linie $\left(\frac{i}{2} = 6\right)$ nu este o putere de doi. În consecinţă, se echilibrează momentele externe ale armonicii întîi dacă se construiesc arborii cotiţi cu distanţe egale între manivelele în opoziţie [2]. La toate construcţiile de acest fel subzistă momentele externe ale armonicilo pare, deci este recomandabilă construcţia pentru care momentul extern maxim al armonicii a doua are valoarea minimă $M_{2\,\min} = 3{,}464\ F_2 l$, unde F_2 este amplitudinea armonicii a doua. Din comparaţia celor $n = 6$ soluţii aferente acestei construcţii au rezultat ca avantajoase soluţiile 7 şi 8 (fig. 1), obţinute pentru valorile $K_d = 3$ şi respectiv $K_d = 6$. În adevăr, la aceste soluţii $R_2 = 0$, ceea ce înseamnă că momentul rezultant de ordinul doi se echilibrează; întrucît echilibrarea momentului rezultant de or-

---

* Prin moment rezultant de ordinul q se înţelege momentul extern care revine ansamblului motorului, corespunzător momentelor externe produse în fiecare linie de armonica de ordinul q.

** Noţiunea de moment extern se referă în continuare la o singură linie de cilindri.

dinul q este însoţită de echilibrarea momentelor rezultante cu ordine multipli impari de q [3], soluţiile 7 şi 8 comportă numai momente rezultante cu ordine multipli de patru. Ele sînt deci net superioare soluţiilor anterior precizate pentru motorul cu 12 cilindri, realizînd în afară de echilibrajul optim al forţelor de inerţie şi de repartiţia uniformă a aprinderilor pentru ansamblul celor două linii, o ameliorare a echilibrajului momentelor externe şi un excelent echilibraj al momentelor rezultante.

2) În cazul $i = 16$ numărul de cilindri din fiecare linie $\left(\frac{i}{2} = 8\right)$ admite divizorul $\delta = 2$, pentru care rezultatul diviziunii este $\frac{i/2}{\delta} = 4$. Întrucît acest rezultat este un număr par mai mare decît doi, se poate folosi următoarea construcţie a arborilor cotiţi: fiecare arbore cotit este alcătuit din doi arbori cotiţi parţiali cu manivelele fiecărei grupe de manivele în opoziţie plasate la distanţe egale de mijlocul arborelui cotit parţial, realizîndu-se echilibrarea momentelor externe ale armonicilor cu ordine multipli impari de doi [12]. Ca urmare, rămîn neechilibrate momentele externe cu ordine multipli impari de patru *, dezavantaj ce este compensat prin posibilitatea de a obţine, la unele construcţii, momente externe ale armonicii întîi mai mici decît cele corespunzătoare construcţiilor care antrenează echilibrarea momentelor externe ale tuturor armonicilor pare.

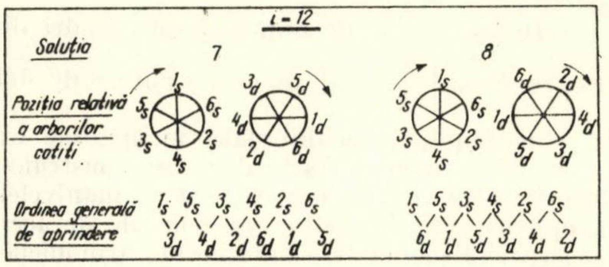

i = 12
Soluţia
7
8
Poziţia relativă a arborilor cotiţi
Ordinea generală de aprindere
C.M. 533

Fig. 1

Există [2] trei variante de cuplare a manivelelor în opoziţie care conduc la acest rezultat (fig. 2). Calculele au arătat că, dintre cele 3×8 construcţii corespunzătoare de arbori cotiţi, trebuie aleasă construcţia folosită la precizarea soluţiilor 9 şi 10 (fig. 3), acestei construcţii — — aferente variantei a din figura 2 — revenindu-i momentul $M_{1\min} = 0{,}448\ F_1 l$. Soluţiile 9 şi 10 comportă valorile $K_d = 5$ şi $K_d = 6$ ce caracterizează şi soluţiile 5 şi 6 la $i = 16$ (tabela 1); ca şi acestea din urmă, soluţiile în discuţie asigură echilibrajul optim al forţelor de inerţie prin repartiţia uniformă a prinderilor pentru ansamblul motorului, realizînd însă amplitudinea $|R_1|_{\min} = 0{,}175\ F_1 l$.

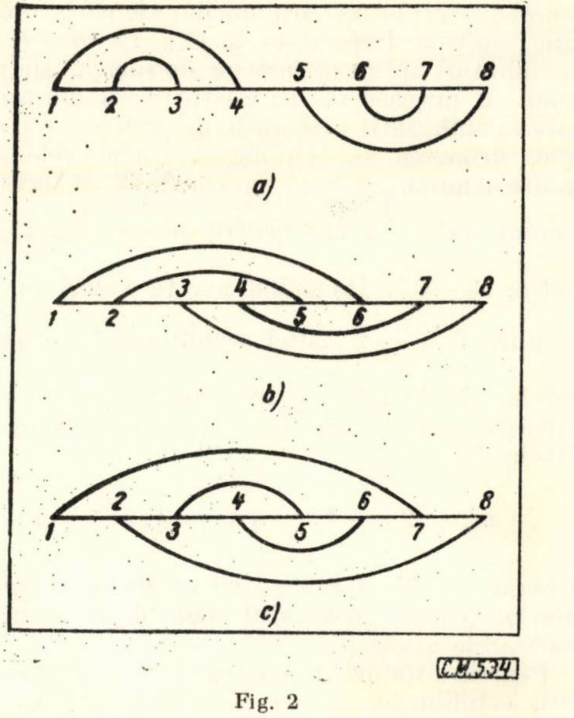


Fig. 2

Considerînd o construcţie dată a arborilor cotiţi, există mai multe posibilităţi de echilibrare a momentului rezultant de ordinul q, corespunzătoare anulării expresiei (5). În privinţa decalajului ζ necesar se pot prezenta două alternative [3], arătate în tablea 2.

Avînd în vedere posibilitatea de echilibrare simultană a mai multor momente rezultante,

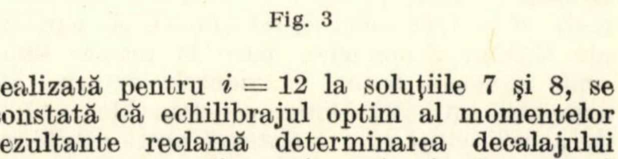

i = 16
Soluţia
9
10
Poziţia relativă a arborilor cotiţi
Ordinea generală de aprindere
C.M. 535

Fig. 3

realizată pentru $i = 12$ la soluţiile 7 şi 8, se constată că echilibrajul optim al momentelor rezultante reclamă determinarea decalajului ζ pentru un ordin q cît mai mic (în general acest ordin este cel minim, momentul rezultant respectiv avînd, de regulă, amplitudinea cea mai mare).

---

* Ordinele multipli pari de patru aparţin armonicilor care admit rezultante în fiecare linie şi deci nu produc momente externe.

Dacă se adoptă una din construcţiile de arbori cotiţi care conduc la echilibrarea momentelor externe ale tuturor armonicilor pare, este raţional să se asigure echilibrarea momentului rezultant de ordinul întîi, obţinîndu-se astfel echilibrajul complet al momentelor rezultante. Pentru a preciza decalajul ζ necesar, se consideră numai alternativa $K_d > 1$, deoarece alternativa $K_d = 1$ se aplică pentru $q = 1$ numai în cazul particular al motorului cu patru cilindri [3]. Punînd condiţia $q = 1$, acest decalaj rezultă (tabela 2)

$$\zeta = \psi - (2\lambda_q - 1)\,\pi, \tag{7}$$

unde factorul λ_q poate lua orice valoare întreagă din domeniul

$$(K_d - 2)\,\frac{2}{i} + \frac{1}{2} \leqslant \lambda_q \leqslant (K_d - 1)\,\frac{2}{i} + \frac{1}{2}\,. \tag{8}$$

Fie λ_q^* una din valorile posibile ale factorului λ_q. Pentru această valoare din (8) se deduce

$$\left(\lambda_q^* - \frac{1}{2}\right)\frac{i}{2} + 1 \leqslant K_d \leqslant \left(\lambda_q^* - \frac{1}{2}\right)\frac{i}{2} + 2.$$

Avînd în vede e că numărul K_d poate fi cel mult egal cu $\frac{i}{2}$, se constată că $\lambda_q^* = 1$, deci condiţia precedentă devine

$$\frac{i}{4} + 1 \leqslant K_d \leqslant \frac{i}{4} + 2.$$

Deoarece K_d este un număr întreg, sînt posibile valorile $K_d' = \frac{i}{4} + 1$ şi $K_d'' = K_d' + 1 = \frac{i}{4} + 2$.

Înlocuind în (7) expresia (6) a unghiului ψ şi condiţia $\lambda_q = 1$ se obţine

$$\zeta = (K_d - 1)\,\frac{2\pi}{\frac{i}{2}} - \pi. \tag{9}$$

Tabela 2

Alternativa	$K_d = 1$	$K_d > 1$
Valorile posibile ale decalajului ζ	$\zeta = (2\lambda_q - 1)\,\frac{\pi}{q}$	$\zeta = \psi - (2\lambda_q - 1)\,\frac{\pi}{q}$
Valorile posibile ale factorului λ_q	$\lambda_q \leqslant \frac{2q}{i} + \frac{1}{2}$	$(K_d - 2)\,\frac{2q}{i} + \frac{1}{2} \leqslant \lambda_q \leqslant (K_d - 1)\,\frac{2q}{i} + \frac{1}{2}$

Prin introducerea numărului K_d' în (9) rezultă $\zeta = 0$, deci o posibilitate de a realiza echilibrajul propus corespunde cuplajul $I_s K_d'$ al aprinderilor (aprinderile I_s şi K_d' sînt simultane). Pornind de la numărul K_d'' din (9) se deduce $\zeta = \frac{2\pi}{\frac{i}{2}}$, ceea ce înseamnă că aprinderea K_d'' este decalată în urmă faţă de aprinderea I_s cu unghiul ce separă două aprinderi consecutive din aceeaşi linie; acest caz comportă deci declanşarea simultană a aprinderilor I_s şi $K_d'' - 1 = K_d'$ adică tot cuplajul $I_s K_d'$.

Din analiza precedentă se constată că metoda prezentată de echilibrare a momentului rezultant de ordinul întîi se poate realiza printr-o singură soluţie.

Pentru a elucida influenţa acestei metode asupra echilibrajului forţelor de inerţie, se identifică decalajele ζ exprimate prin relaţiile (2) şi (9); se deduce astfel

$$p = \frac{2\lambda_p - 1}{2\,(K_d - 1) - \frac{i}{2}} \cdot \frac{i}{2}. \tag{10}$$

Relaţia (10) ar exprima ordinele armonicilor ce se echilibrează pentru ansamblul motorului dacă ar conduce la ordine cuprinse în şirul precizat de formula (1), deci dacă factorul care amplifică pe $\frac{i}{2}$ în (10) ar fi un număr întreg. Deoarece numărătorul $2\lambda_p - 1$ este impar iar numitorul $2(K_d - 1) - \frac{i}{2}$ este par, acest rezultat este imposibil. Astfel, echilibrarea momentului rezultant de ordinul întîi nu este însoţită de echilibrarea nici unei armonici a forţelor de inerţie.

Pentru motorul cu 12 cilindri soluţia stabilită prin ultima metodă nu prezintă interes, deoarece comportă un echilibraj al momentelor externe şi al forţelor de inerţie mai slab decît echilibrajul corespunzător soluţiilor 7 şi 8, şi nu permite repartiţia uniformă a aprinderilor pentru ansamblul celor două linii.

La motorul cu 16 cilindri se obţine soluţia notată cu numărul 11 (fig. 4) pentru $K_d' = 5$ şi $K_d'' = 6$. La acest motor se pot adopta decalajele deduse din (9) pentru $K_d = K_d'$ sau $K_d = K_d''$ şi cînd se foloseşte construcţia arborilor cotiţi* ce asigură echilibrarea momentelor externe ale armonicilor cu ordine multipli impari de doi. Soluţia corespunzătoare, notată cu numărul 12 (fig. 5), comportă caracteristicile care dezavantajează şi soluţia 11 faţă de soluţiile precedente la $i = 16$ (imposibilitatea de a influenţa echilibrajul forţelor de inerţie şi aprinderi simultane); ea păstrează acelaşi echilibraj al momentelor externe ca şi soluţiile 9 şi 10, avînd însă avantajul echilibrării momentului rezultant de ordinul întîi. Momentele externe ale armonicii întîi sînt la soluţia 12 inferioare celor aferente soluţiei 11, dar momentele externe ale armonicilor cu ordine multipli impari de patru rămîn neechilibrate, ca şi momentele rezultante de aceste ordine.

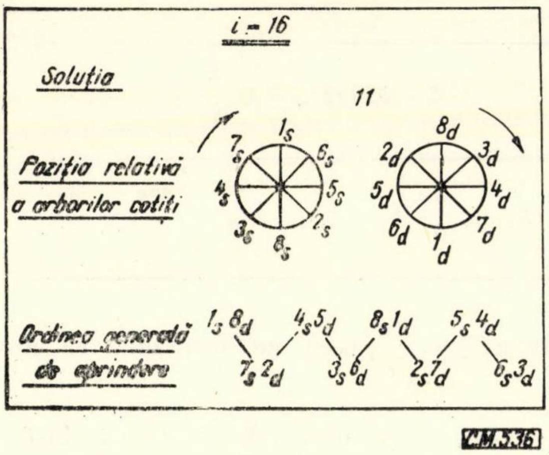

i = 16
Soluţia
11
Poziţia relativă a arborilor cotiţi
1_s 6_s 5_s 2_s 8_s 3_s 4_s 7_s
8_d 3_d 4_d 7_d 1_d 6_d 5_d 2_d
Ordinea generală de aprindere
$1_s 8_d$ $7_s 2_d$ $4_s 5_d$ $3_s 6_d$ $8_s 1_d$ $2_s 7_d$ $5_s 4_d$ $6_s 3_d$
C.M.536

Fig. 4

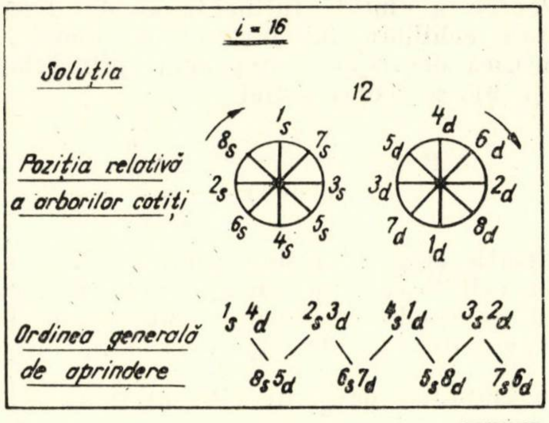

i = 16
Soluţia
12
Poziţia relativă a arborilor cotiţi
1_s 7_s 3_s 5_s 4_s 6_s 2_s 8_s
4_d 6_d 2_d 8_d 1_d 7_d 3_d 5_d
Ordinea generală de aprindere
$1_s 4_d$ $8_s 5_d$ $2_s 3_d$ $6_s 7_d$ $4_s 1_d$ $5_s 8_d$ $3_s 2_d$ $7_s 6_d$
C.M.537

Fig. 5

În scopul de a echilibra momentele rezultante cu ordine multipli impari de patru, în cazul $i = 16$, se poate apela la soluţii ce asigură echilibrarea momentului rezultant de ordinul patru, folosind tot construcţia arborilor cotiţi de la soluţia 12. La astfel de soluţii, ce corespund unor decalaje ζ determinate conform tabelei 2 pentru $q = 4$, subzistă momentul rezultant de ordinul întîi, ceea ce le inferiorizează faţă de soluţiile 11 şi 12. Ele nu sînt recomandabile, avînd şi dezavantajele ce decurg din următoarele observaţii.

a) Ţinînd seamă de particularizările $i = 16$ şi $q = 4$, în alternativa $K_d = 1$ se obţine valoarea singulară $\lambda_q = 1$, pentru care $\zeta = \frac{\pi}{4}$. Întrucît acest decalaj este egal cu unghiul dintre două aprinderi consecutive din aceeaşi linie, soluţia respectivă implică aprinderi simultane în cele două linii.

În alternativa $K_d > 1$ se deduce, avînd în vedere şi formula (7)

$$\zeta = (K_d - 2\,\lambda_q)\frac{\pi}{4}, \tag{11}$$

unde

$$\frac{K_d - 1}{2} \leqslant \lambda_q \leqslant \frac{K_d}{2}. \tag{12}$$

Pentru $K_d = 8$ din (12) se obţine $\lambda_q = 4$; înlocuind valorile $K_d = 8$ şi $\lambda_q = 4$ în (11) rezultă decalajul $\zeta = 0$ aferent tot soluţiei precedente. Pentru $2 \leqslant K_d \leqslant 7$ din (12) se precizează factorii $1 \leqslant \lambda_q \leqslant 3$; introducînd în (11) oricare din aceşti factori, împreună cu perechea de valori K_d corespunzătoare, rezultă $\zeta = 0$ şi $\zeta = \frac{\pi}{4}$, deci cele trei soluţii astfel determinate sînt caracterizate tot prin cuplaje de tipul $I_s\ K_d$ ale aprinderilor.

b) Pentru decalajul $\zeta = \frac{\pi}{4}$, ce caracterizează noile soluţii, formula (2) devine

$$p = 4\,(2\,\lambda_p - 1) \tag{13}$$

(dacă s-ar folosi decalajul $\zeta = 0$, s-ar obţine $p = \infty$, ceea ce este lipsit de sens). Fiind multipli impari de patru, ordinele exprimate prin (13) aparţin unor armonici care dau rezultante nule în fiecare linie; ca urmare, soluţiile în discuţie nu influenţează echilibrajul forţelor de inerţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bărănescu, G.* şi *Zătreanu, Gh.* O teorie a echilibrajului forţelor de inerţie la motoarele cu două linii de cilindri În : St. cerc. mec. apl., nr. 5, 1967.

[2] *Bărănescu, G.* Cercetări privind echilibrajul motoarelor cu ardere internă în linie. Teză pentru obţinerea titlului de doctor inginer, 1968.

[3] *Bărănescu, G.* şi *Zătreanu, Gh.* Îmbunătăţirea echilibrajului momentelor forţelor de inerţie prin plasarea cilindrilor în două linii prevăzute fiecare cu un arbore cotit. În : St. cerc. mec. apl., nr. 5, 1969.

---

* Se alege construcţia căreia îi revine $M_{\min} = 0{,}448\ F_1 l$.

Documentare

Maşinostroitel

nr. 12, 1969

A. I. Jabin, A. P. Martînov, A. V. Solod, V. P. Knoblah şi I. S. Cighirinţev. **Creşterea preciziei echilibrării roţilor dinţate.**

Pentru echilibrarea statică a roţilor dinţate, volanţilor şi altor piese asemănătoare, s-a realizat un dispozitiv universal prezentat în figura 1. Dispozitivul cuprinde trei paralelograme articulate, dispuse la 120° unul faţă de altul. Fiecare paralelogram este format din pîrghiile *1*, *4* şi *7*, pîrghia centrală *17* fiind comună. Pe pîrghia *17* culisează bucşa *3*, articulată prin tijele *2* cu pîrghia *4* a fiecărui paralelogram. Pîrghiile *1* au forma literei *L*.

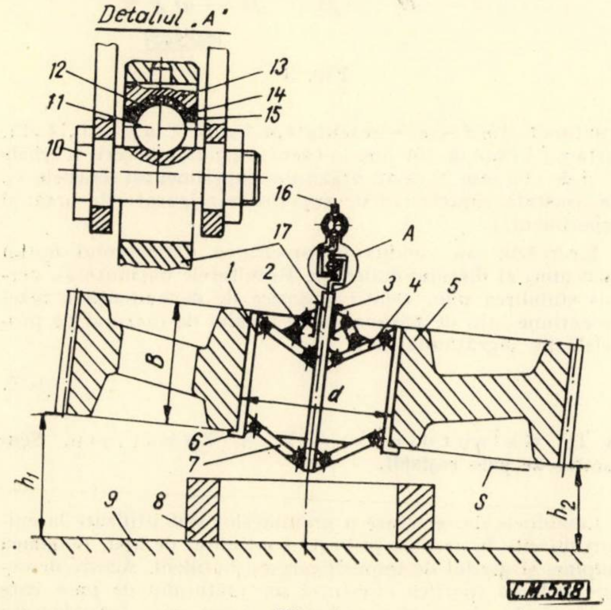


Fig. 1

În partea superioară pîrghia *17* este solidarizată cu articulaţia alcătuită din sfera *11*, traversa *10*, separatorul *14* cu bilele *12*, pivotul *13* şi inelul elastic *15*. Deoarece forţa de frecare ce apare la rostogolirea bilelor este neînsemnată, articulaţia asigură rotirea comodă a dispozitivului cu piesa prinsă în el în jurul axei sferei.

Roata dinţată *5* care trebuie echilibrată este aşezată cu suprafaţa frontală *S* pe suportul *8*, a cărui înălţime permite introducerea dispozitivului în orificiul roţii dinţate. Dispozitivul este suspendat prin intermediul articulaţiei superioare de cîrligul *16* al unui troliu. El este introdus în orificiul roţii dinţate pînă cînd capetele *6* ale pîrghiilor *1* ies din orificiu. La ridicarea dispozitivului, cele trei paralelograme acuză deformări identice, pîrghiile *1* aşezîndu-se tangent la orificiu; în acest fel are loc centrarea dispozitivului în orificiu şi încărcarea sistemului piesă-dispozitiv sub acţiunea greutăţii piesei. Locul şi mărimea dezechilibrului roţii se determină prin abaterea suprafeţei frontale *S* faţă de planul orizontal *9*.

Sensibilitatea dispozitivului la dezechilibrul existent al piesei este evidenţiat prin diferenţa Δh dintre distanţele extreme h_1 şi h_2 măsurate faţă de planul 9. Sensibilitatea este influenţată de distanţa dintre centrul de greutate şi centrul de rotaţie ale sistemului piesă-dispozitiv: micşorarea acestei distanţe antrenează mărirea sensibilităţii. Distanţa dintre cele două centre se măreşte o dată cu majorarea diametrului *d* al orificiului din piesă şi cu micşorarea lăţimii *b* a piesei Sensibilitatea dispozitivului asigură echilibrarea roţilor dinţate cu $d = 320-500$ mm şi cu greutatea maximă de 15 t.

Pentru a stabili sensibilitatea dispozitivului la dezechilibrul pieselor cu cel mai mare şi cel mai mic diametru al orificiului, s-au efectuat încercări cu două roţi dinţate avînd diametrul exterior $D = 800$ mm, lăţimea $b = 100$ mm şi $d = 300$ mm respectiv $d = 500$ mm. Roţile dinţate au fost suspendate în dispozitiv deasupra unei mese de control şi încărcate la margine cu diferite greutăţi. S-au măsurat distanţele de la muchia încărcată şi de la muchia opusă acesteia la masa de control, în trei poziţii realizate prin rotirea cu cîte 120° a roţii dinţate faţă de dispozitiv. Rezultatele obţinute au fost exprimate prin variaţia Δh, raportată la lungimea de bază de 1000 mm, în funcţie de momentul de dezechilibru *M* (fig. 2); ele arată că este posibil să se determine în condiţii de producţie dezechilibre în domeniul 50—80 kgf/cm, chiar la roţi dinţate cu orificiu de diametru maxim.

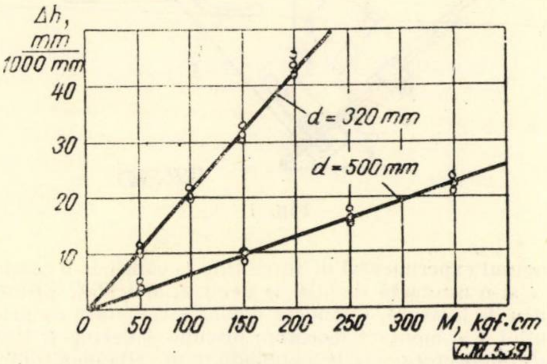


Fig. 2

Calităţile dispozitivului au fost confirmate şi în încercări comparative de producţie. În cadrul acestora s-a precizat locul şi mărimea dezechilibrului unor roţi dinţate cu $D = 1800$ mm, $d = 390$ mm, $b = 460$ mm şi greutatea de 3,2 t. Rezultatele obţinute, comparate cu cele corespunzătoare echilibrării prin metoda suspendării pe prisme a axului calat în orificiul roţii dinţate, au arătat că utilizarea dispozitivului prezentat prilejuieşte depistarea unor dezechilibre cu 15% mai mari.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 12, 1969

V. S. Andruşciuk. **Studiul organelor de lucru de tip deflector pentru împrăştierea superficială a îngrăşămintelor lichide.**

Maşinile de împrăştiat bălegar fluidizat nu pot fi utilizate în cazul îngrăşămintelor organice lichide şi semilichide, deoarece sînt construite pentru doze mici de îngrăşăminte şi nu asigură uniformitatea necesară de distribuţie. În legătură cu realizarea maşinilor caracterizate prin productivitate înaltă şi rază mare de acţiune, pentru îngrăşăminte organice lichide, s-au efectuat cercetări ample. În cadrul acestora s-au încercat pulverizatoarele experimentale RUJ-4 şi RUJ-8, dotate cu organe de lucru interschimbabile, de tip deflector. S-a urmărit respectarea unor cerinţe agrotehnice superioare (neuniformitate de distribuţie superficială mai mică de 25%, norma de împrăştiere de 5—40 t/ha) în funcţie de tipul îngrăşămîntului, starea solului, natura plantelor cultivate etc.

Instalaţia experimentală pentru studiul organului de lucru de tip deflector a fost prevăzută cu un sistem autonom de alimentare, formată dintr-o pompă rotativă de vid RVN-40/350, un electromotor de 3 kW, un comutator ,,vid-refulare'', o supapă de reducţie şi conducte elastice de legătură. Cu ajutorul manometrului instalaţiei s-a controlat suprapresiunea aerului în cisternă, reglată prin supapa de reducţie la $p = 0 - 0{,}8$ ata şi menţinută în limitele $\pm$ 0,01 ata.

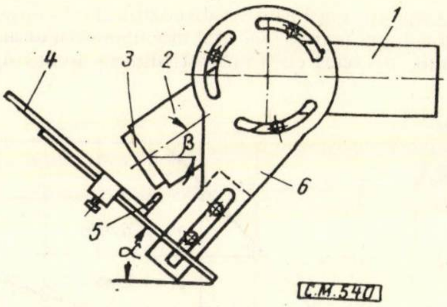


Fig. 1

Organul experimental de lucru (fig. 1) cuprinde o conductă fixă *1* şi o conductă mobilă de debit *2*, articulate printr-un cilindru de legătură. Conducta mobilă este dotată cu jiclorul amovibil *3* şi montată deasupra discului-deflector *4*. Poziţia discului-deflector poate fi schimbată în direcţia longitudinală, în raport cu placa de reflexie *5*. Aceasta se sprijină pe doi suporţi fixaţi cu buloane de două console *6*. Construcţia consolelor permite modificarea unghiurilor α şi β de înclinare faţă de suprafaţa solului a discului-deflector şi a conductei de debit. Distanţa dintre jiclor şi sol poate fi variată în limitele $h = 300 - 800$ mm, domeniul de reglaj al unghiurilor de înclinare fiind lărgit corespunzător ($\alpha = 0 - 60°$, $\beta = 0 - 40°$).

Îngrăşămîntul lichid debitat prin organul de lucru este colectat de un sistem de jgheaburi cu lăţimea de 183 mm şi lungimea de 9 m, dispus paralel cu axa cisternei şi înclinat cu 1,5° faţă de sol. Din fiecare jgheab, înzestrat cu apărător de vînt, îngrăşămîntul se scurge într-un rezervor.

Fiecare încercare s-a executat în trei etape identice, cu durata de cîte 20—30 s. Consumul de îngrăşămînt lichid a fost măsurat cu un tub de nivel tarat. Viteza de curgere, variind între 0,9 şi 12,5 m/s, a rezultat prin raportarea consumului la secţiunea orificiului de ieşire din jiclor; pentru modificarea secţiunii, s-au folosit jicloare cu diametrul orificiului $d = 20 - 90$ mm. Viscozitatea dinamică, umiditatea şi densitatea îngrăşămintelor încercate au fost de 0,01—0,06 kgfs/m^2, 92—99% şi respectiv 103—108 kgfs^2/m^4. S-au utilizat discuri-deflector cu diametrul de 300, 400, 500 şi 600 mm, în încercări comparative cu organe de lucru experimentale şi de serie.

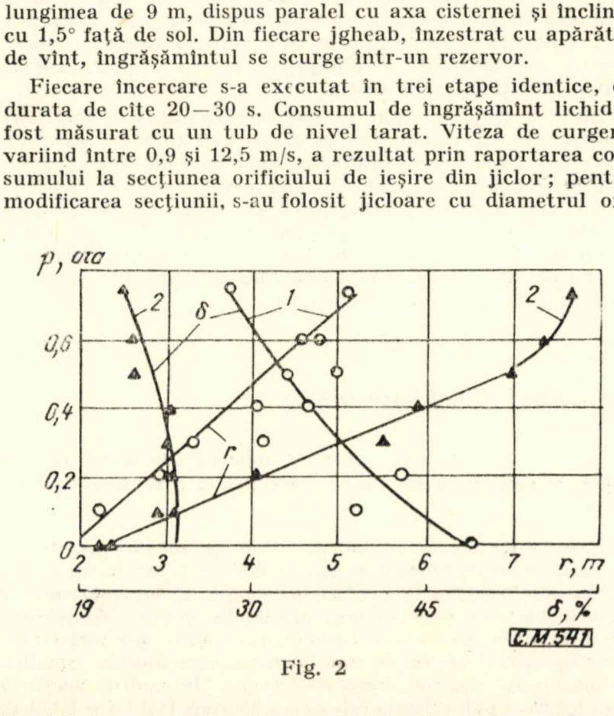


Fig. 2

În figura 2 se arată dependenţa faţă de suprapresiunea aerului în cisternă a razei de acţiune *r* a organului de lucru şi a neuniformităţii de distribuţie δ a îngrăşămîntului, în cazul $d = 20$ mm (1 — organ de serie, $\alpha = 40°$; 2 — organ experimental, $\alpha = 20°$, $\beta = 15°$). Variaţia parametrilor *r* şi δ în funcţie de *d* este reprezentată în figura 3, la $p = 0{,}74$ ata, distanţa *h* fiind de 450 mm în cazul organului de serie (curbele *1*) şi de 560 mm în cazul organului experimental (curbele *2*). Se constată caracteristicile superioare asigurate de organul experimental.

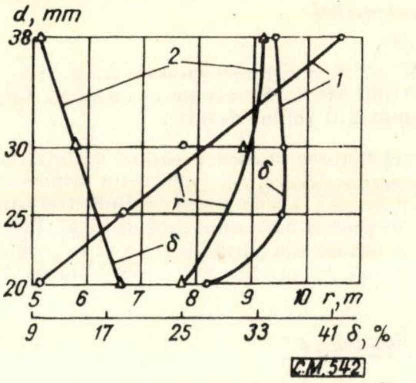


Fig. 3

Încercările au condus la precizarea diametrului optim (500 mm) al discului-deflector. Rezultatele obţinute au permis stabilirea unor relaţii empirice de dependenţă a razei de acţiune faţă de parametrii organului de lucru şi de proprietăţile îngrăşămîntului.

G.Z.

R. D. Galeutdinov şi F. S. Zavalişin. **Scuturător de paie reglabil.**

Combinele de recoltare a gramineelor sînt utilizate la culturi diferite în ceea ce priveşte conţinutul de apă, lungimea tulpinei şi gradul de impurificare cu buruieni. Aceste deosebiri reclamă sporirea eficienţei scuturătorului de paie, care lucrează de obicei într-un singur regim, prin introducerea unei posibilităţi de reglaj.

În figura 1 se prezintă un mecanism de transmisie care asigură posibilitatea de modificare a traiectoriei clapelor scuturătorului. Mecanismul cuprinde trei arbori cotiţi conducători *1*, *5* şi *7*, articulaţi la clapele *3* prin bielele *2*, *4* şi *6*. Arborii *1* şi *7* au aceeaşi rază a manivelei şi aceeaşi turaţie. Raza manivelei arborelui *5* poate fi egală cu raza manivelelor celorlalţi arbori sau diferită de aceasta. Variaţia traiectoriei clapetelor se realizează prin schimbarea poziţiei iniţiale a manivelelor şi prin modificarea razei manivelei arborelui *5*.

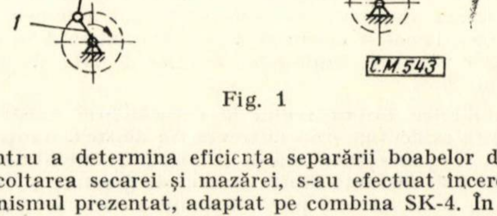


Fig. 1

Pentru a determina eficienţa separării boabelor de paie, la recoltarea secarei şi mazării, s-au efectuat încercări cu mecanismul prezentat, adaptat pe combina SK-4. În fundu clapelor s-au executat orificii, iar suprafaţa de lucru a scuturătorului a fost despărţită prin pereţi în opt zone. Cură ţitorul a fost demontat, în locul său plasîndu-se sub fiecare zonă a scuturătorului cîte un buncăr cu fund înclinat, prevăzut cu trapă de descărcare. Pentru colectarea materialului trecut printre contrabătător şi biterul-aruncător, s-a montat un alt buncăr.

S-au efectuat treerări pe porţiuni de control alese în conformitate cu funcţionarea la sarcina de 3,7 kgf/s pe durata de 30 s. Materialul separat în diferitele zone ale scuturătorului au fost colectate în buncăr pentru întreaga porţiune de control, iar paiele într-un strîngător special pe o jumătate a porţiunii de control. Prin reglarea poziţiilor manivelelor arborilor *1*, *5* şi *7* (fig. 1) s-a modificat componenta orizontală a vitezei scuturătorului de-a lungul acestuia.

Încercările au arătat că reglajul scuturătorului trebuie să asigure creşterea componentei orizontale a vitezei de-a lungul scuturătorului, de la intrare spre ieşire, rezultînd astfel o micşorare a pierderilor de boabe. În cazul mazării, de exemplu, un atare reglaj a condus la scăderea de la 4,5 la 1,8 % a conţinutului de boabe din materialul colectat.

G.Z.

Maschinenmarkt

nr. 28, 8 apr 1969

*** * * Calculul danturii cu ajutorul diagramelor**

Scopul principal al diagramelor este de a permite stabilirea rapidă a schemei generale şi a principalelor dimensiuni ale angrenajului. Calculul exact, dacă se consideră că este cazul, poate fi efectuat la sfîrşitul lucrării, el ducînd în general la mici modificări neesenţiale. Diagramele au fost stabilite pentru roţi dinţate drepte, cu dantură exterioară, cu $\alpha = 20°$, cu danturi necorijate. Rezistenţa flancurilor se va verifica în mod separat.

Principalele notaţii folosite sînt :

M_t — cuplul transmis, kgf/cm ;
σ_{max} — efortul unitar de încovoiere maxim, kgf/cm^2 ;
σ_a — efortul admisibil la încovoiere, kgf/cm^2 ;
m — modulul, cm ;
b — lăţimea dintelui, cm ;
r_0 — raza cercului de divizare, cm ;
x — coeficientul de deplasare al danturii ;
α — unghiul de angrenare ;
q — coeficientul de formă al dintelui ;
e — coeficientul de descărcare al dintelui.

Determinarea cuplului transmisibil pe baza rezistenţei piciorului dintelui. Se consideră efortul maxim admisibil la încovoiere şi se transformă relaţia de calcul cunoscută înlocuind $2r_0 = m.z$, unde z este numărul de dinţi al roţii. Rezultă :

$$M_t = \frac{\sigma_a \, e \cdot m \cdot {}^2 b.z}{{}^2 q} \cdot$$

O serie de simplificări pot fi făcute, considerînd cu aproximaţie satisfăcătoare că $b = 10$ cm şi $\sigma_a = 1\,000$ kgf/cm. Rezultă :

$$M_t = 5\,000 \ m^3 \frac{e}{q} . z, \ \text{kgf/cm.}$$

În general $\frac{e}{q}$ este în funcţie de numărul de dinţi z, rezultînd o relaţie cu trei variabile : M_t, m. $\frac{e}{q}$ şi z.

O aproximare făcută asupra lui e presupune că numărul de dinţi ai roţii opuse este cuprins între 40 şi 100 pentru pinion şi între 12 şi 25 pentru roata dinţată, cu asigurarea unei precizii de $\pm 2\,\%$.

Se poate remarca că prin folosirea coordonatelor logaritmice, liniile nomogramei au devenit linii drepte, interpolarea nefiind prea complicată.

Utilizarea nomogramei (fig. 1 şi fig. 2). În general se indică momentul de transmis.

Alegînd modulul sau numărul de dinţi, rezultă a treia dimensiune. Cunoscînd alte valori ale rezistenţei admisibile sau ale lăţimii dintelui, momentul se va corecta în mod corespunzător.

De exemplu : $M_t = 3\,000$ kgf/cm ; $\sigma_a = 1\,500$ kgf/cm^2 ; $b = 20$ cm.

Caracteristicile danturii vor fi stabilite cu momentul corectat.

$$M_{corectat} = 3\,000 \cdot \frac{1\,000}{1\,500} \cdot \frac{10}{20} = 1\,000 \ \text{kgf/cm.}$$

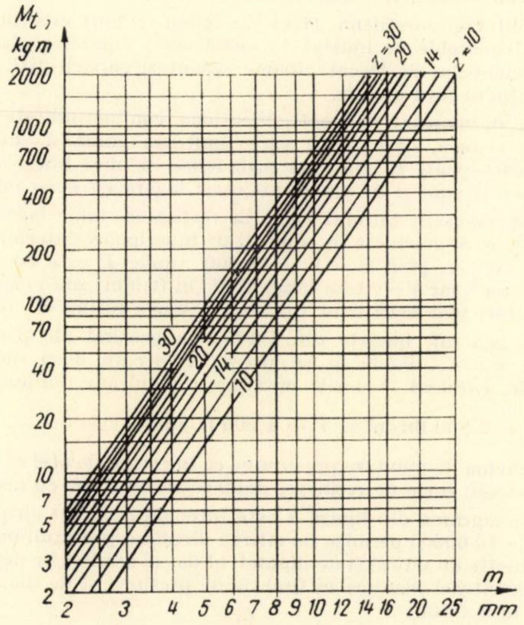


Fig. 1. Determinarea modulului necesar pentru un număr dat de dinţi şi un cuplu transmis, pentru pinion.

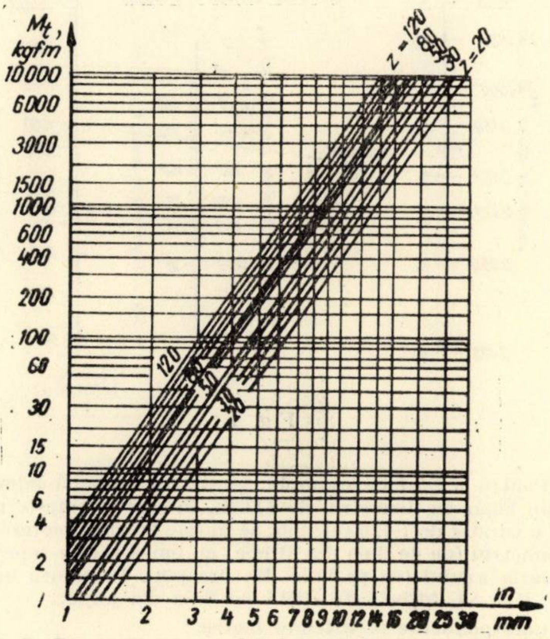


Fig. 2. Determinarea modulului necesar pentru un număr dat de dinţi şi un cuplu transmis, pentru roată.

Este evident că un dinte mai lat şi un material mai rezistent vor duce la o dantură cu dimensiuni mai reduse, ce ar fi rezultat pentru un moment de transmisie mai redus.

Viteza de lucru cu diagramele creşte pe măsura dobîndirii unei oarecare rutine.

O.M

Engineering materials and design

nr. 3, 1969

*** * * Nomogramă pentru proiectarea lagărelor din materiale plastice**

La construcția lagărelor se folosesc în măsură din ce în ce mai însemnată materialele plastice.

Politetrafluoretilena (PTFE, teflon, rulon) este un material deosebit de indicat în construcția lagărelor, datorită coeficientului de frecare foarte scăzut și capacității sporite de a lucra fără ungere.

Ca dezavantaj se poate menționa conductibilitatea termică redusă, dezavantaj care limitează gama de utilizări dar care poate fi înlăturat prin folosirea unor bucșe PTFE cu pereți subțiri în interiorul unor lagăre cu corp metalic.

S-a ajuns în ultimul timp la realizarea unor lagăre din PTFE care pot lucra în condiții de funcționare intermitentă, fără ungere, pînă la $PV = 20\,000$ (unde P este presiunea în lbf/in^2, iar V—viteza tangențială în ft/min) sau chiar pînă la valori mai mari cînd se folosesc unele forme de ungere.

În general, bucșele din PTFE cu grosimi ale peretelui între 0,016...0,060 in se presează într-un corp din oțel moale, cadmiat. Valorile maxime nesimultane admise sînt :

$P = 2\,000$ lbf/in^2 și $V = 1\,000$ ft/min.

Schema de montare presupune ca în corpul de oțel să existe umeri sau inele de reținere, analoge rulmenților cu ace.

Nomograma din figura 1 este întocmită pentru un produs $PV = 10\,000$ și permite fie citirea directă a presiunii maxime în funcție de viteză și de diametrul dat al axului, fie determinarea vitezei maxime în funcție de presiune și de diametrul dat al axului.

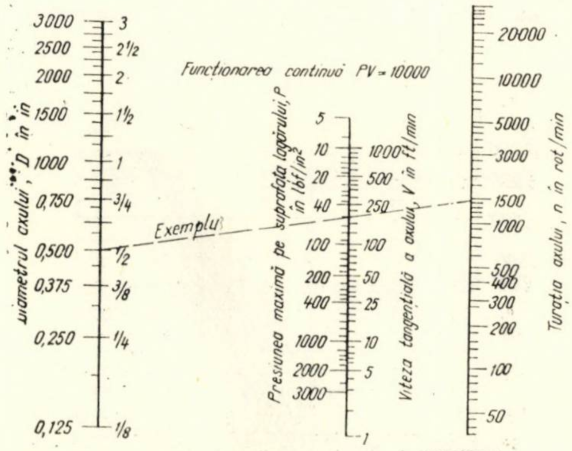


Fig. 1

Pentru a găsi de exemplu, presiunea maximă admisă a unui lagăr cu diametrul de 1/2 in, în care se rotește un ax cu o turație de 1 420 rot/min, se unește punctul reprezentînd diametrul (de pe linia din stînga) cu punctul care reprezintă turația axului (de pe linia din dreapta). Presiunea admisă de $P = 54$ lbf/in^2 este citită pe linia din mijloc.

Corespondente în sistemul metric :

diametrul axului (D)	1 mm = 0,03937 in ; 1 in = 25,4 mm ;
presiunea (P)	1 kN/m^2 = 0,145 lbf/in^2 ; 1 kgf/cm^2 = 14,22 lbf/in^2 ; 1 lbf/in^2 = 6,895 kN/in^2 ;
viteza tangențială (V)	1 m/s = 196,85 ft/min ; 1 ft/min = 0,005,09 m/s.

O.M.

Deutsche Agrartechnik,

nr. 19, 1969

Dispozitiv de semănat pneumatic

Dispozitivul de semànat (fig. 1) este prevăzut cu un sistem central de distribuție și poate fi utilizat la toate semănătorile din producția de serie.

Buncărul de semințe *1*, de formă cilindrică, are extremitățile *2* și *3* de forma unui trunchi de con.

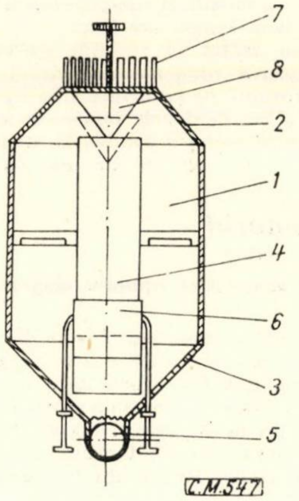


Fig. 1

În mijlocul buncărului este fixat un tub ascensorial vertical *4* în care, pe la partea inferioară, printr-o conductă *5*, se debitează aer.

Sămînța aflată în buncăr trece prin deschiderea dintre tubul ascensorial și baza buncărului în spațiul de sub tub, iar de aici este antrenată în sus, prin tub, de un curent de aer. Deschiderea dintre tub și baza buncărului se reglează printr-un manșon deplasabil *6*, în funcție de felul seminței (grîu, porumb, secară etc.).

Capacul buncărului este prevăzut la exterior, în partea superioară, cu racordurile *7* în care se fixează tuburile flexibile de conducere a semințelor la brăzdarele semănătorii, iar la interior cu un con de dirijare a curentului de aer *8*.

Folosirea dispozitivului este indicată la semănătorile cu un număr mare de secții de semănat.

O.M.

Macchine e mottori agricoli

nr. 4, 1969

*** * * Cercetări experimentale în legătură cu aplicarea legăturii hidraulice în transmisiile supuse la fluctuații dinamice mari**

Centrul național de mecanică agricolă, în prezent „Laboratorul pentru mecanizarea agricolă“, aparținînd Centrului național de cercetări din Torino, a întocmit un program de cercetări avînd scopul să stabilească eventualele avantaje pe care le prezintă transmisia hidrodinamică cu legătură hidraulică, față de sistemele convenționale, în acționarea organelor de lucru ale mașinilor agricole.

Aparatura experimentală folosită a constat din : un grup electric convertizor, compus dintr-un motor asincron trifazat și dintr-un generator, care alimentează un motor de curent continuu avînd scopul de a transmite mișcarea la un dinamfrînă, prin interpunerea unei legături elastice ; un torsiometru hidraulic ; o legătură hidraulică ; două legături cu lanț.

În decursul experimentării s-au efectuat numeroase încercări în trei condiții de sarcină diferite, care au fost extinse la cele două condiţii de funcţionare, adică prin transmisie directă şi prin transmisie hidraulică.

În ceea ce priveşte comportarea celor două sisteme de transmisie se poate observa că în timp ce funcţionarea în transmisie directă este caracterizată iniţial prin vibraţii de mare amplitudine, urmate de o amortizare puternică, funcţionarea în transmisie hidraulică este caracterizată prin vibraţii avînd perioade aproape constante şi amplitudini uşor crescătoare, cu sarcina. În privinţa comportării cinematice la transmisia hidraulică, cînd variază sarcina, se constată că la acelaşi cuplu transmis, alunecările procentuale în regim tranzitoriu sînt totdeauna mai mici decît alunecările procentuale în regim permanent : abaterile procentuale dintre alunecări în cele două regimuri susamintite sînt cu atît mai mari cu cît suprasarcinile tranzitorii sînt mai mari în acelaşi interval de timp : în faza de acţiune a oricărei suprasarcini, valorile abaterilor procentuale nu corespund cu valorile maxime ale cuplului, ci au valori intermediare cuprinse între valoarea minimă şi valoarea maximă a cuplului.

O.M.

Tractorul pe roţi ZT—300

Uzina de tractoare din Schönebeck — R.D.G. a construit cel mai modern şi cel mai puternic tractor din toate tractoarele produse pînă acum în această ţară. Acest tractor este echipat cu un motor diesel cu 4 cilindri, în patru timpi, cu puterea de 90 CP. El poate lucra în agregat cu o gamă largă de maşini şi unelte agricole, permiţînd executarea celor mai diferite lucrări de prelucrare a solului şi de recoltare. Maşinile şi uneltele agricole pot fi montate frontal sau între axe.

Fiind echipat cu o cutie de viteze cu o gamă destul de largă de viteze — *9* înainte şi *6* înapoi — care îi permit să dezvolte viteze cuprinse între 3 şi 30 km/h pentru mersul înainte şi 3 şi 10 km/h pentru mersul înapoi, tractorul ZT-300 poate executa o gamă variată de lucrări agricole.

Ecartamentul tractorului se poate modifica după distanţa între rînduri a culturilor, în trepte, în faţă de la 1 500 mm la 1 875 mm şi în spate de la 1 550 mm la 2 000 mm.

Cu ajutorul celor două axe ale prizei de putere cu care este înzestrat tractorul (una plasată în faţă, iar cealaltă în spatele tractorului) se asigură acţionarea maşinilor tractate sau semipurtate. Adîncimea de lucru uniformă a maşinilor agricole se face cu ajutorul unei roţi de palpare, care acţionează asupra sistemului hidraulic al tractorului.

Tractorul ZT-300 poate fi folosit şi în silvicultură şi la lucrări grele de transport.

Cabina cu ferestre, cu care este dotat tractorul, asigură o vizibilitate perfectă în toate părţile, ceea ce face posibilă executarea corectă a lucrărilor şi evitarea accidentelor.

Caracteristici tehnice

Motor 4×D 14,5/12-1 SRW sistem MAN Diesel, cu 4 cilindri, în patru timpi, răcire cu apă, cu injecţie directă.

— Turaţia 1850 rot/min.

— Puterea utilă 90 CP.

— Cuplaj dublu.

— Axele prizei de putere în faţă şi în spate.

— Turaţia prizelor de putere 540 şi 1000 rot/min.

— Puterea de regim : 49 CP la $n = 540$ rot/min ;
90 CP la $n = 1000$ rot/min.

Instalaţia hidraulică cuprinde o pompă cu pistoane cu dublă acţiune, al cărei debit este de 10 şi 50 l/min, iar presiunea în regim de 150 kg/cm^2.

— Cutia de viteze :
  — 9 viteze de mers înainte ;
  — 6 viteze de mers înapoi.

— Conducerea : angrenaje de conducere hidraulică.

— Frîne :
  — de picior ;
  — de mînă.

— Capacitatea rezervorului de motorină este de circa 103 l.

— Ecartament 1 550—2 000 mm.

— Distanţa liberă de la sol circa 460 mm.

— Greutatea proprie circa 5050 kg.

O.M.

Recenzii

Dr. ing. N. Popescu : **Alegerea şi tratamentul termic al oţelurilor pentru roţi dinţate.** Editura Tehnică, Bucureşti, 1969, 65 de figuri, 51 de tabele, 3 anexe, 184 de pagini, 78 de referinţe bibliografice.

Nu întîmplător roata dinţată este însuşi simbolul industriei construcţiilor de maşini : roata dinţată este organul de maşină cu aplicaţiile cele mai extinse şi mai variate, un motiv în plus pentru a saluta apariţia cărţii recenzate care, în afară de caracterul de deosebită oportunitate, fiind prima apariţie de acest gen în literatura tehnică românească, mai întruneşte o sumă de calităţi tehnice şi pedagogice, care o fac deosebit de valoroasă, nu numai pentru proiectanţii şi realizatorii (prelucrători şi termişti) de roţi dinţate, ci şi pentru studenţii facultăţilor metalurgice şi de construcţii de maşini.

Lucrarea se distinge printr-un stil clar şi foarte curgător, încît se citeşte cu multă plăcere. Nivelul tehnic şi ştiinţific este adus la zi. Eventual s-ar putea introduce la o nouă ediţie un capitol privind sulfizarea. Planul de expunere este deosebit de valoros prin aceea că se stabileşte o strînsă legătură între condiţiile tehnice în care funcţionează o roată dinţată şi solicitările la care în consecinţă este supusă, structurile cele mai corespunzătoare acestui scop şi tratamentele termice prin care se pot obţine aceste structuri. În afară de proprietăţile de utilizare sînt examinate şi proprietăţile ehnologice, de prelucrare prin aşchiere, pe care trebuie să le satisfacă materialul roţilor dinţate şi tratamentele termice adecvate acestui scop. Întregul proces tehnologic de tratament termic sau termochimic este prezentat încadrat în procesul tehnologic de fabricaţie de ansamblu.

Deoarece în construcţia de roţi dinţate se folosesc cam toate categoriile de oţeluri utilizate în construcţia de maşini, cartea recenzată furnizează indicaţii complete pentru utilizarea tratamentului termic şi alegerea oţelurilor pentru oricare alte organe folosite în construcţia de maşini — ştiindu-se că roţile dinţate fac parte din cele mai solicitate elemente de construcţie.

Conţinutul lucrării recenzate se grupează în şase capitole primele două constituind partea I, restul partea a II-a a lucrării.

Capitolul I. Solicitări în angrenaje : solicitări de bază ale roţilor dinţate, solicitări la încovoiere, ruperea la oboseală prin încovoiere ciclică, solicitarea la presiunea de contact, distrugerea suprafeţei prin oboseală de contact, alte tipuri de distrugere ale suprafeţei dinţilor, coeficienţi de siguranţă şi rezistenţe admisibile, durata de funcţionare şi coeficientul de durabilitate.

Capitolul II. Oţeluri pentru roţi dinţate. Cerinţe impuse oţelurilor pentru roţi dinţate, caracteristici de rezistenţă şi caracteristici tehnologice, clasificarea roţilor dinţate după solicitări şi precizia de execuţie, grupe de oţeluri indicate în fabricaţia de roţi dinţate, oţeluri pentru roţi dinţate utilizate în diferite ţări, oţeluri standardizate recomandabile la fabricarea roţilor dinţate, oţeluri de îmbunătăţire, oţeluri de cementare, oţeluri turnate.

Capitolul III. Procese tehnologice în fabricaţia de roţi dinţate. Tehnologia roţilor dinţate din oţeluri de îmbunătăţire, tehnologia roţilor dinţate din oţeluri de cementare, tehnologia roţilor dinţate din oţeluri de nitrurare.

Capitolul IV. Tratamentele termice ale roţilor dinţate din oţeluri de îmbunătăţire. Tratamente termice preliminare, tratamente termice finale, îmbunătăţirea, călirea superficială (CIF şi la flacără).

Capitolul V. Tratamentele termice şi termochimice ale roţilor dinţate din oţel de cementare. Tratamente termice preliminare, tratamente termochimice, tehnologia carburării, carbonitrurarea roţilor dinţate, cianurarea roţilor dinţate, tratamente termice finale.

Capitolul VI, defecte de tratament termic la roţile dinţate din oţel de cementare.

Lucrarea recenzată poate fi folosită direct în producţie pentru alegerea aliajului celui mai convenabil din punct de vedere tehnic şi economic, atît pentru stabilirea unor procese tehnologice noi, cît şi pentru verificarea şi eliminarea erorilor din procesele tehnologice aplicate în prezent.

O lipsă ce i se poate atribui lucrării este faptul că tabla de materii, care este cu totul rezumativă, ar trebui să cuprindă denumirea completă a tuturor subtitlurilor — singura cale pentru a face conţinutul cărţii direct şi rapid accesibil. De asemenea, capitolul VI, privitor la defectele de tratament termic la roţile dinţate din oţel de cementare (de ce nu şi pentru oţelurile de îmbunătăţire), nici nu este trecut în tabla de materii, în care figurează în schimb 3 anexe: anexa I, anexa II, anexa III (diagramele cuprinse în anexa III era bine să fie reproduse la o scară mai mare), fără să se precizeze ce conţin aceste anexe.

C. Wanyorek

Revista revistelor

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 12, 1969

Voitikov, V. V., Stepaniuk, P. N. Asupra eficienţei tractorului 4×4 la lucrările aferente culturilor prăşitoare.

Filimonov, A. I., Antonov, N. S. şi *Vişniakov, B. S.* Studiul vibraţiilor motoarelor diesel cu patru cilindri în linie pentru tractor.

Barskii, I. B., Harlap, M. M. şi *Ostapenko, N. A.* Unele direcţii în dezvoltarea tractoarelor pentru lucrări pe versanţi.

Efimov, M. A. Asupra utilizării servomecanismelor hidraulice de comandă a ambreiajului tractorului.

Korolkevici, A. V. ş.a. Unele căi de modernizare a pompelor hidraulice axiale cu piston.

Kostogrîz, S. G. ş.a. Despre influenţa parametrilor şenilelor asupra regimului funcţional al motorului pentru tractor de corhănit.

Nikitiuk, I. P. Influenţa neadaptării cinematice asupra calităţilor de tracţiune ale celor două punţi motoare.

Poletaev, V. F. Despre completarea corespunzătoare a agregatului de tractor cu scule pentru mecanic.

Ivaşcenko, N. I. şi *Radin, Iu. A.* Asupra metodei de evaluare a utilităţii reparaţiilor tractoarelor şi maşinilor agricole în condiţiile de producţie.

Skorik, V. I., Jidovikov, V. P. şi *Talaev, A. G.* Despre funcţionarea frezelor pe versanţi.

Andruşciuk, V. S. Studiul organelor de lucru de tip deflector pentru împrăştierea superficială a îngrăşămintelor lichide.

Tînti, S. A. Ecran de deviere la împrăştietor centrifug de îngrăşăminte.

Kucinskas, Z. M. Mecanizarea complexă a producţiei de făină de ierbacee.

Galeutdinov, R. G. şi *Zavalişin, F. S.* Scuturător de paie reglabil.

Ponkratov, N. A. ş.a. Funcţionarea pompei de vid în condiţii de altitudine înaltă.

Semahin, D. M. Studiul indicilor de calitate ai funcţionării combinelor de sfeclă.

Radoviţkii, A. L. Pulverizator de grădină cu sistem automat de orientare în raport cu coroana pomilor.

Sudit, J. M., Şterental, M. I. şi *Malinovskii Iu. V.* Pulverizator de aerosoli OPA-20.

Abdukasîmov, S. H. Încercarea maşinilor de strîns bumbac cu perii active.

Kotliar, E. I. Economia de metal şi structura tehnologiei producţiei de maşini.

Kandaurov, M. A. şi *Şainskii, M. I.* Utilizarea aliajelor dure în construcţia de tractoare şi maşini agricole.

Proskuriakov, Iu. G. ş.a. O nouă tehnologie de fabricaţie a cămăşilor de cilindri hidraulici.

Koifman, I. S. Cercetarea structurii cristaline a preparatelor sintetice din bisulfit de molibden.

Şmorgun, Ia. S. Dozator volumic de manevră.

Okunev, V. P. Eficienţa economică a investiţiilor capitale în lucrările de transport şi conservare.

Tenenbaum, L. V. Creşterea durabilităţii lanţurilor de tracţiune demontabile.

Koptîov, M. K. Tractorul Hanomag K-15.

Şuvalov, A. N. Noi standarde.

G.Z.

TZ für praktische Metallbearbeitung

Decembrie 1969

K. Drews Braunschweig — Condiţiile de frecare la conduceri dreptunghiulare a maşinilor-unelte la combinaţia de diferite metale şi diferiţi lubrifianţi.

H. D. Feldmann — Maşini-unelte a tehnicii de formare la a II-a expoziţie de maşini-unelte. Paris, 1969.

Wuich Walter, Viena — Fabricaţia raţională cu materiale dure de lipit.

Max Kronenberg — Prelucrarea metalelor în America şi în Uniunea Sovietică.

Brose Günther, Bielefeld — Programarea manuală a lucrului la strung.

Franz Götzfried, Kaiserslautern — Necesitatea organizării economice în producerea mijloacelor de producţie şi a fabricaţiei individuale.

GH.C.

Maschinenmarkt

23.12.1969

H. Droscha — Experienţe cîştigate cu computerul.

D. Uehlin — Ancorări de montaj prin desfacere laterală şi prin mase de răşini topite.

F. Rüb. — Menghine mecanizate.

H. Rost — Comandă pneumatică de construcţie simplă pentru dirijarea ordinei lucrărilor.

30. 12. 1969

Hasso Reschenberg — Devine posibil a se calcula lumea.

Hans Dieball — Planificarea raţională a reţelei.

Harst Klump Echilibrare în condiţiuni de funcţionare.

Werner Schmidt — Microprobe la încercările de tensiune.

Klaus Buntebardt — Sistem de transmitere prin curele trapezoidale.

Friedmund Rueb — Scule din metal dur pentru prelucrarea metalelor.

E. Hohmann — Leveling — aşa se apreciază gradul de productivitate.

Karl Lanz — Impresii asupra futurologiei.

GH.C.

Cronică

Importante utilaje de transportat prezentate la Tîrgul de primăvară de la Leipzig-1970

Printre utilajele prezentate în acest an un loc de seamă l-a deţinut gama largă de construcţii noi din complexul exponatelor de transportat.

Centrala industrială de Echipamente de exploatare, macarale şi instalaţii de transportat — TAKRAF — din R.D.G. în calitate de cel mai mare expozant din ramură, a oferit şi de această dată un program complet de utilaje transportoare. Pe primul plan s-au găsit utilajele pentru transportul uzinal şi în incinta magaziilor, macarale mobile precum şi instalaţii mari de transportat şi transbordat conteinere. Preocuparea pentru dezvoltarea continuă, orientată către un scop bine determinat, s-a oglindit în numeroase construcţii noi şi perfecţionate.

Deosebit de mare a fost numărul de construcţii noi din complexul exponatelor de transportat şi transbordat conteinere a căror suprafaţă de expunere s-a dublat faţă de Tîrgul de primăvară de la Leipzig—1969. Întreprinderea de stat Schwermaschinenbau Verlade-und Transportanlagen (Construcţii de utilaje grele de încărcat şi transportat) din Leipzig, ca organ de legătură între locul de transbordare al conteinerelor şi industrie, a prezentat o instalaţie de ridicat conteinere pentru semiremorci. Aceasta ridică şi încarcă conteinere şi palete de 20 de picioare de la nivelul solului. Telecomanda se face prin cabluri. Aceeaşi întreprindere a expus şi stivuitoare autonome pentru conteinere de 20 de picioare, precum şi un cărucior de transbordat conteinere. Cu ajutorul stivuitorului, care circulă cu o viteză de 20 km/h cu comandă de mers hidrostatică, se poate efectua ridicarea şi coborîrea conteinerelor pe şi de pe vehicule rutiere, ridicarea şi depunerea de pe şi pe sol, precum şi transportarea şi stivuirea simplă a acestora. Căruciorul de transbordare, care se pretează pentru puncte de transbordare a conteinerelor şi pentru întreprinderi industriale cu densitate de transbordare moderată, este proiectat pentru o viteză de circulaţie de 10 km/h, putînd fi remorcat de orice tractor care are racord de aer comprimat.

Întreprinderea de stat Schwermaschinenbau (Construcţii de maşini grele) VTA din Leipzig a prezentat noua pisică pentru conteinere de 20 de picioare. Acest dispozitiv special pentru macarale portal portuare a fost proiectat pentru transbordarea conteinerelor de pe nave pe vehicule pe şine putînd executa, datorită construcţiei, mişcări de înclinare şi de asietă.

Pentru transbordarea conteinerelor de pe un vagon pe altul sau de pe un vagon pe un vehicul rutier, firma Gresse & Co. KG, Wittenberg, a prezentat o macara portal cu o deschidere de 25 m, pentru conteinere de 40 de picioare. La o înălţime de ridicare de 9 m, macaraua poate stivui trei conteinere unul peste altul. Puterea de ridicare a macaralei este de 35 tf. În completarea vechilor utilaje de încărcare, firma Gresse a expus, pentru prima oară, un distribuitor reglabil automat pentru conteinere de 10 şi de 20 picioare, cu instalaţie suplimentară de cîntărire, precum şi un distribuitor automat pentru conteinere de 40 de picioare. În completarea unei serii de modele existente, întreprinderea de stat Saalfelder Hebezeugbau (Construcţii de utilaje de ridicat) a expus stivuitorul pentru rafturi tip SGF 1120. Utilajul se poate livra în două variante: cu deplasarea la nivelul rafturilor sau pe sol. Stivuitorul este echipat cu o comandă electronică de destinaţie, cu cartele perforate. În felul acesta devine posibilă înmagazinarea sau scoaterea din magazie a paletelor, fără ca personalul să circule pe stivuitor. Înălţimea maximă de ridicare a stivuitorului, amenajat special pentru magazii de piese, este de 12 m, iar viteza de circulaţie are trepte de viteză pînă la 125 m/min în funcţie de lungimea culoarelor. Seria existentă de tipuri de utilaje pentru deservirea rafturilor a fost completată, de acelaşi producător, cu tipul BGE 1120, cu o capacitate de ridicare de 1120 kgf. Înălţimea de stivuire este tot de 12 m.

Întreprinderea de stat Hebezeugwerk Suhl a prezentat prinzătorul cu role, de 5 tf, pentru transportarea pe verticală a foilor de tablă, precum şi un graifăr pentru pachete de tablă de 5 tf, iar Întreprinderea de stat Fordertechnik-Freital a expus o instalaţie de transportat cu curent intens cu pompă de praf.

Un alt complex al expoziţiei centralei industriale TAKRAF a cuprins sisteme de maşini pentru extracţia, transportarea, descărcarea prin basculare şi depozitarea minereurilor, care au fost prezentate sub formă de machete. Dintre cele mai noi şi interesante construcţii din acest domeniu a făcut parte un excavator cu roată cu cupe al Intreprinderii de stat Schwermaschinenbau Lauchhammerwerk. Excavatoarele de acest fel pot lucra la temperaturi extrem de scăzute şi în condiţii de lucru foarte dificile.

Această gamă largă de utilaje de transportat, dintre care o mare parte fiind de construcţii noi şi perfecţionate, a reţinut atenţia specialiştilor şi s-a bucurat de o deosebită apreciere, contribuind astfel la cunoaşterea realizărilor industriei R.D.G. în acest domeniu, precum şi la lărgirea schimburilor economice.

Ing. *M. Dumitriu*

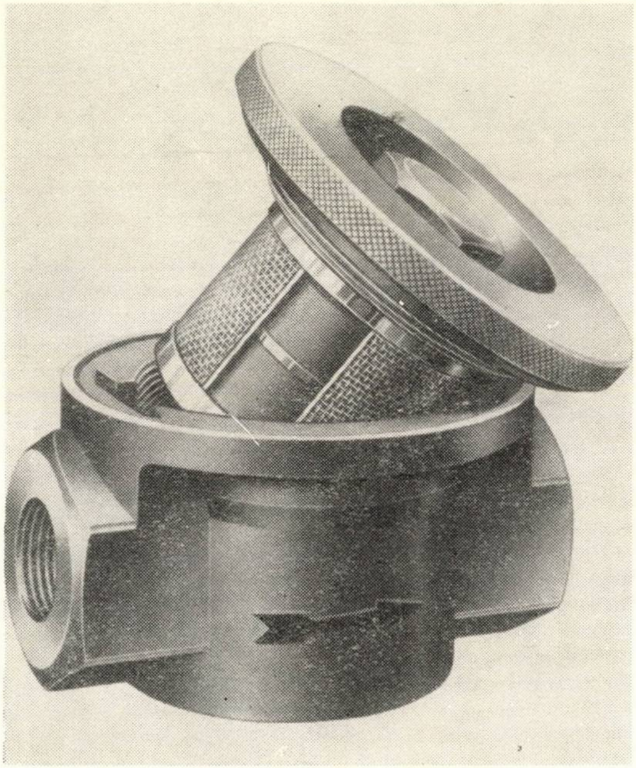
O nouă tehnică a filtrării cu filtre mecanomagnetice

Dipl.-Ing. H. Naumann, Gera

O dată cu creşterea cerinţelor, în ceea ce priveşte toleranţele tot mai fine şi calitatea suprafeţelor prelucrate în construcţia de maşini ca şi precizia tuturor părţilor mobile ale maşinilor şi securitatea funcţională a elementelor hidraulice de acţionare şi comandă, se ridică, din ce în ce mai mult, problema filtrării uleiurilor. Funcţionarea ireproşabilă a instalaţiilor de lubrificaţie şi a dispozitivelor hidraulice, ca şi a tuturor proceselor de alunecare şi frecare în cadrul maşinilor, este în mare măsură condiţionată de capacitatea filtrelor.

Construcţia şi funcţionarea filtrului trebuie să asigure o reţinere a tuturor impurităţilor de ulei, indiferent de dimensiunile granulelor, pentru ca acestea să nu pătrundă în circuitul de ungere. Este nevoie, în special, să fie îndepărtate acele impurităţi din circuit care, prin mărimea sau duritatea lor, ar putea provoca uzarea elementelor de fricţiune. Aceste cerinţe sînt îndeplinite de către microfiltrele firmei Heinrich Sommermeyer KG, Gera.

Microfiltrul ,,S" este un filtru combinat, cu acţiune mecanomagnetică, a cărui capacitate superioară de filtrare este asigurată de principiile hidrodinamice adoptate la proiectare şi construcţie. Acestea îşi găsesc expresia în soluţia constructivă prin care materialul de filtrat este condus în mod constant în jurul unui sistem de magneţi permanenţi puternici amplasaţi concentric într-o carcasă. În jurul sistemului



Microfiltru ,,S'' tip MS 25 în poziţie semideschisă.

magnetic se află o plasă de sită deschisă în dreptul orificiului de primire. În procesul de filtrare, acţionează hidrodinamica, cinetica impurităţilor şi energia magnetică concomitent, în direcţia plasei de sîrmă cu deschidere transversală. Impurităţile sînt împinse spre această deschidere unde sistemul magnetic reţine particulele feromagnetice. Particulele magnetice neferoase sînt reţinute de plasă, sau depuse în ,,pîsla'' îmbinată cu produse de ulei alterate, de la sistemul magnetic. Aceste caracteristici permit o construcţie de dimensiuni minimale. Microfiltrul ,,S'' se caracterizează, în afara unei protecţii superioare de uzură, şi printr-o pierdere minimală de presiune. Este de remarcat că pierderile de presiune rămîn în timpul filtrării, pînă la saturarea filtrului, aproape constante.

Dacă la tipurile de filtrare clasice eficacitatea este determinată exclusiv de dimensiunile orificiului ochiurilor şi porilor din cartuşul filtrant, microfiltrul ,,S'' reţine aproape toate impurităţile mecanice, fără limită de granulaţie. La primele treceri prin filtru se reţin la început particulele de impurităţi mari şi dure din curentul de lichid, care au o acţiune directă în coroziune. La fiecare trecere filtrul epurează toate celelalte particule străine încît, în final, sînt eliminate din curentul de fluid şi cele mai mici impurităţi, pînă sub 1 μm. Acest proces este completat prin coagularea cunoscută a particulelor feromagnetice din cîmpul magnetic.

Microfiltrele ,,S'' sînt supuse unei verificări riguroase atît în laboratoarele uzinale cît şi în institutele ştiinţifice şi în practică. Toate aceste controale au scos în evidenţă calităţile acestui filtru. În comparaţie cu filtrul-sită cu un diametru al ochiurilor de 63 μm în circuitul de lubrifiant pe o maşină de încercare a gradului de uzură, experienţa a demonstrat că folosind microfiltrul ,,S'' se va realiza o reducere radicală a coroziunii. În practică microfiltrele ,,S'' şi-au dovedit eficacitatea în cîteva sute de domenii în mod strălucit.

Microfiltrele ,,S'' se livrează în tipodimensiuni cu un debit de la 10 l/min pînă la 10.000 l/min. Nu necesită piese de schimb şi se caracterizează printr-o durată de viaţă nelimitată. Prin aceste filtre se elimină o serie de deficienţe inerente pînă acum şi apără maşinile şi instalaţiile contra uzurii.

MICRO S FILTER

Filtre mecanomagnetice de înaltă productivitate, cu acţiune anticorosivă superioară, pentru circuite de lubrifianţi şi circuite hidraulice de ulei.

FILTRE MAGNETICE AUTOMATE

În formă de filtre pentru agenţi de răcire cu o înaltă eficienţă

Filtertechnik-Magnetbau
Heinrich Sommermeyer KG
R.D.G. 65. Gera, Wilhelm-Pieck-Str. 6
Telefon, 26834

Exportator : TECHNOCOMMERZ GmbH
R.D.G. 108 Berlin, Taubenstr. 11—13
Telefon 22050

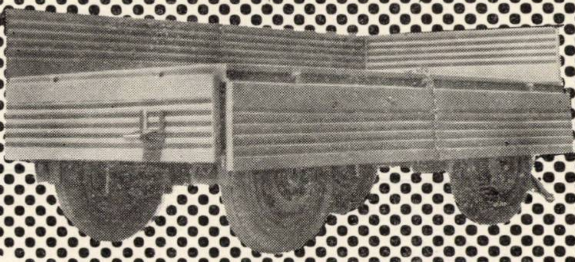
PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

Intreprinderea mecanică de utilaje Medgidia

ŞOSEAUA TORTOMANULUI Nr. 3 • ORAŞUL MEDGIDIA • JUD. CONSTANŢA • TELEFON 318

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ:



1. Remorci auto de 3 t tip 2R3AP

Caracteristici principale:

— Ampatament	2 600 mm
— Ecartament	1 540 mm
— Tipul frînei: pneumatică pe patru roţi prin depresiune	
— Suprafaţa utilă a platformei	7,56 m²
— Volumul caroseriei	3,76 m³
— Viteza maximă	70 km/h

2. Remorci auto de 5 t tip 2R5A

Caracteristici principale:

— Ampatament	2 940 mm
— Ecartament	1 750 mm
— Tipul frînei: pneumatică pe patru roţi prin depresiune	
— Suprafaţa utilă a platformei	9.66 m²
— Volumul caroseriei	4.83 m³
— Viteza maximă	70 km/h

IMUM

ROMANIA

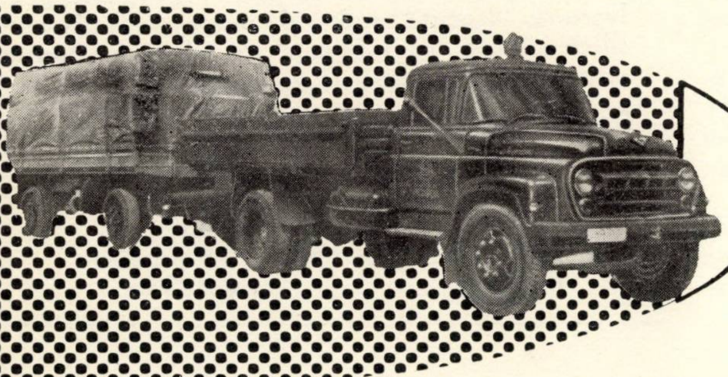
3. Transmisii cu şaibă de curea pentru tractoarele U-650, U-651, U-652, U-400

4. Piese de schimb auto

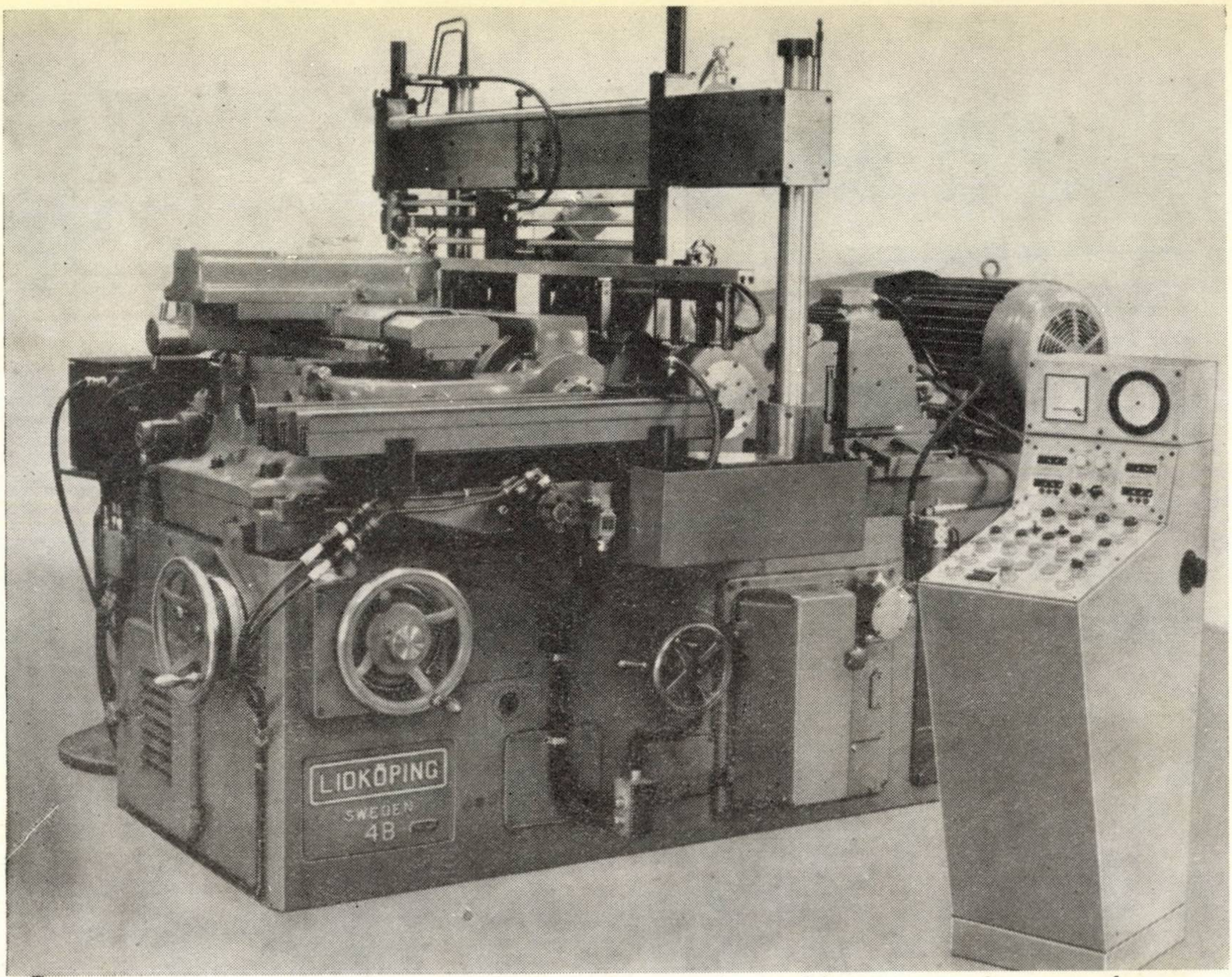
5. Piese de schimb maşini agricole

6. Piese brut turnate din oţel şi fontă

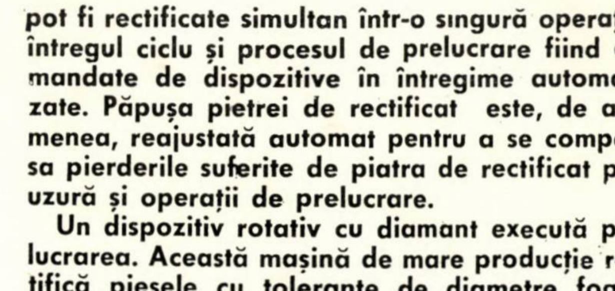
7. Piese brut forjate



Reprezentanţi pentru străinătate: „Autotractor"—Bucureşti Str. Lipscani nr. 19



Rectificare fără vîrfuri a fusurilor filetate de reglare a supapelor



Industria competitivă a motoarelor urmărește cu perseverență creșterea producției și o cît mai mare precizie de fabricație. O prelucrare de mare precizie a multor părți componente vitale poate fi realizată prin mașina de rectificare fără vîrfuri.

De mai bine de 40 ani LIDKÖPING livrează marilor fabricanți de automobile din lumea întreagă mașini de rectificare fără vîrfuri, întreprinderea fiind în măsură să ofere soluții raționale în majoritatea problemelor de rectificare.

Prezentăm aici una dintre cele trei mașini pentru rectificarea de finisaj a șuruburilor de reglare, livrate prin Avtopromimport.

Mașina — un 4B standard — este echipată cu un dispozitiv de încărcare cu avans în trepte complet automatizat. Trei șuruburi de reglare pot fi rectificate simultan într-o singură operație, întregul ciclu și procesul de prelucrare fiind comandate de dispozitive în întregime automatizate. Păpușa pietrei de rectificat este, de asemenea, reajustată automat pentru a se compensa pierderile suferite de piatra de rectificat prin uzură și operații de prelucrare.

Un dispozitiv rotativ cu diamant execută prelucrarea. Această mașină de mare producție rectifică piesele cu toleranțe de diametre foarte mici și cu mare precizie de formă.

Date asupra rectificării:

Eliminare	0,45
Rotunjire	5 μm
Indreptare	10 μm
Finisaj de suprafață	0,5 μm CLA
Producția	3×300/h

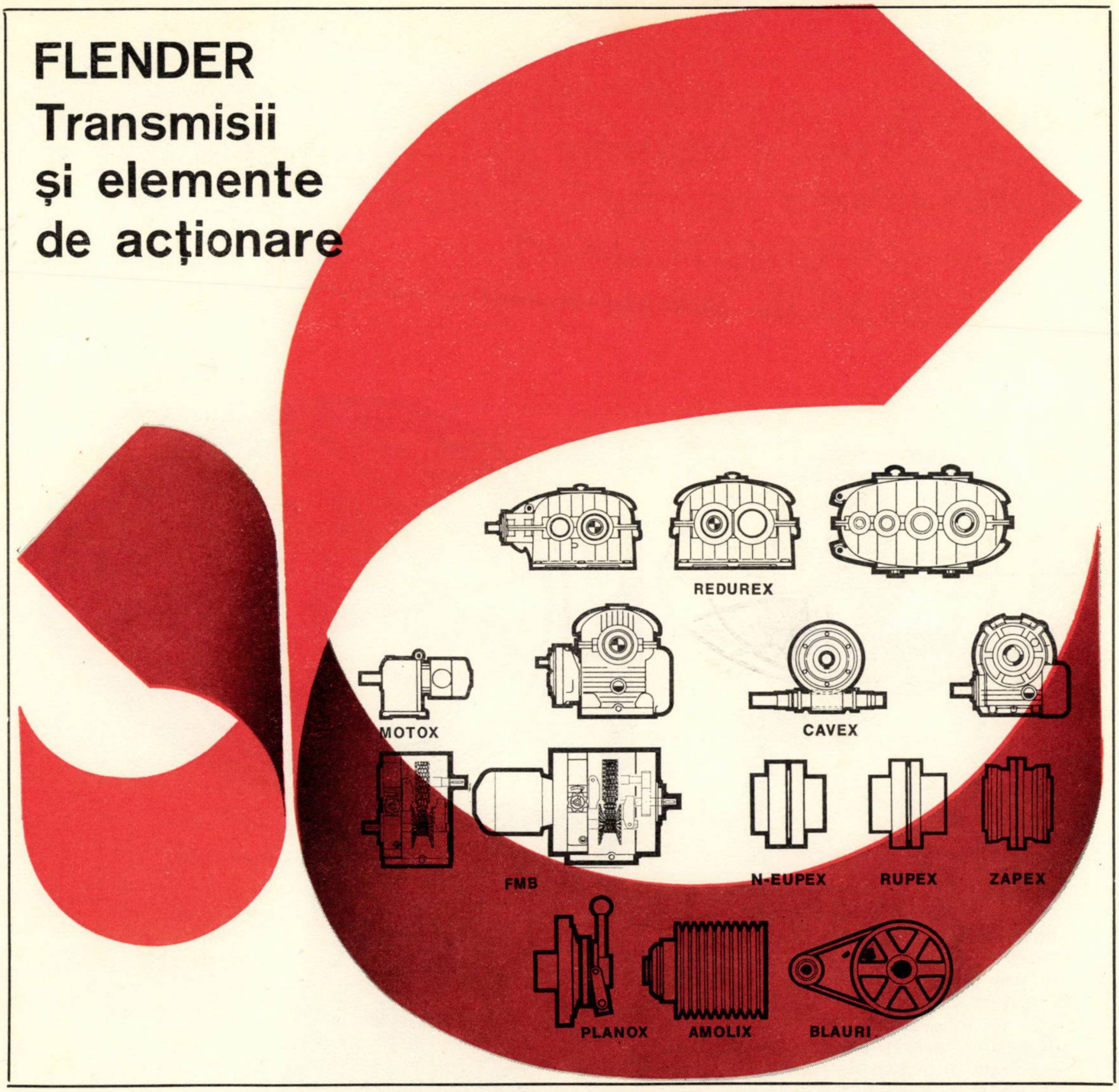
LIDKÖPING

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AB

Postal Address: Box 146 S-531.01 Lidköping, Tgm. Verkstanden. Telex. 5047

PUBLICOM

FLENDER
Transmisii şi elemente de acţionare



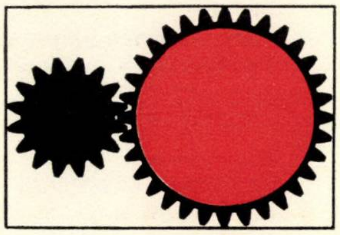
Noi sîntem constructori de transmisii,mai bine spus, specialişti în transmisii şi elemente de acţionare. Aceasta înseamnă că : noi nu construim numai transmisii, care să vă dea satisfacţie ; noi furnizăm transmisiile de care aveţi nevoie, chiar şi prototipul unei noi serii, dacă aveţi nevoie de o nouă serie.

Trebuie să cunoaşteţi toate posibilităţile noastre

Folosiţi transmisii FLENDER!

Centrala de informare pentru Europa de răsărit :

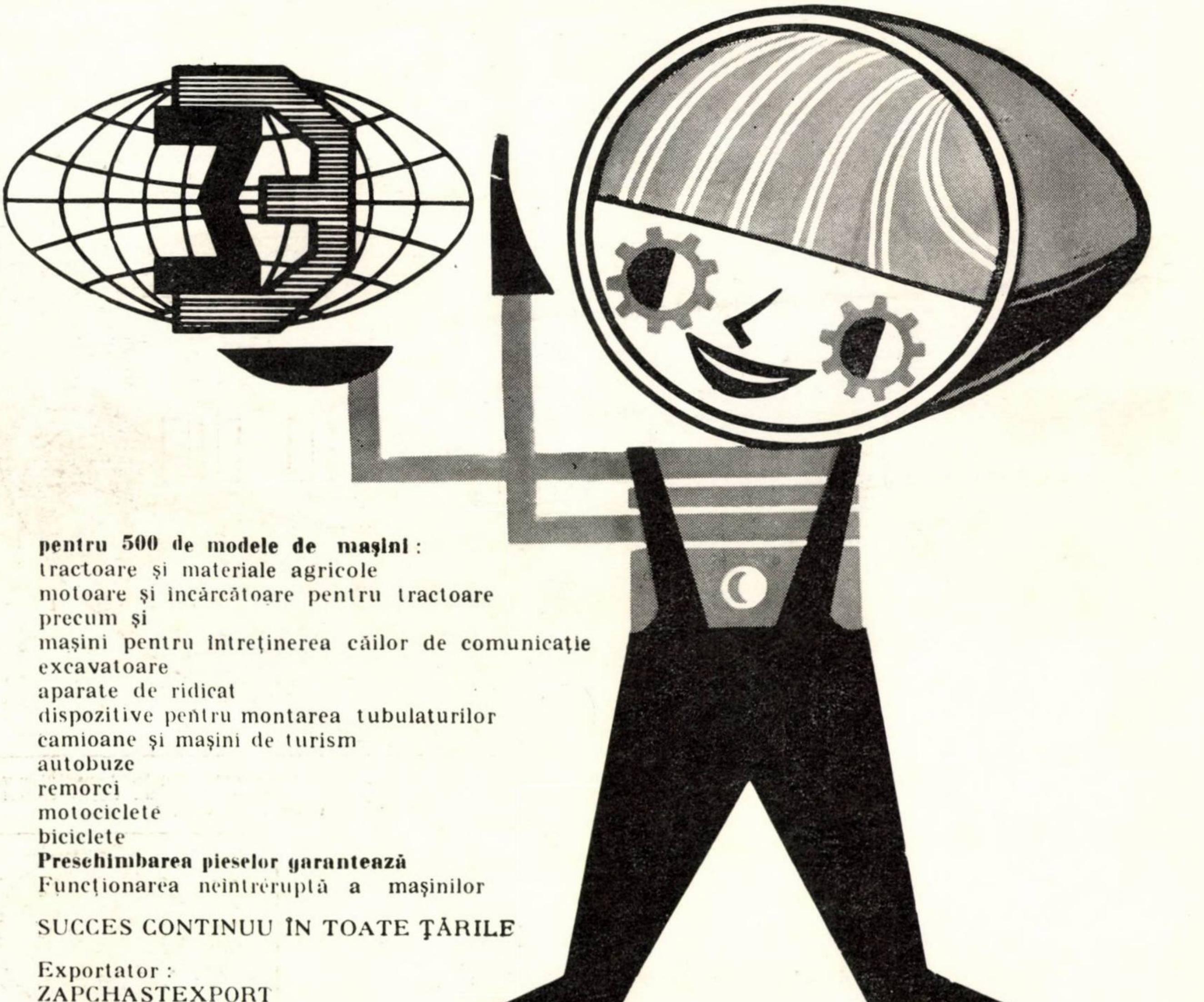
Transmisii cu roţi dinţate, transmisii cu melc, transmisii reglabile fără trepte, cupluri şi transmisii cu curele.



Beratungszentrale Osteuropa:

A. FRIEDR. FLENDER & CO., 2500 BADEN BEI WIEN, ROSEGGERSTR. 15, TELEFON 4373

Nici o neplăcere
Graţie pieselor separate furnizate de
ZAPCHASTEXPORT
în 80 de ţări ale lumii



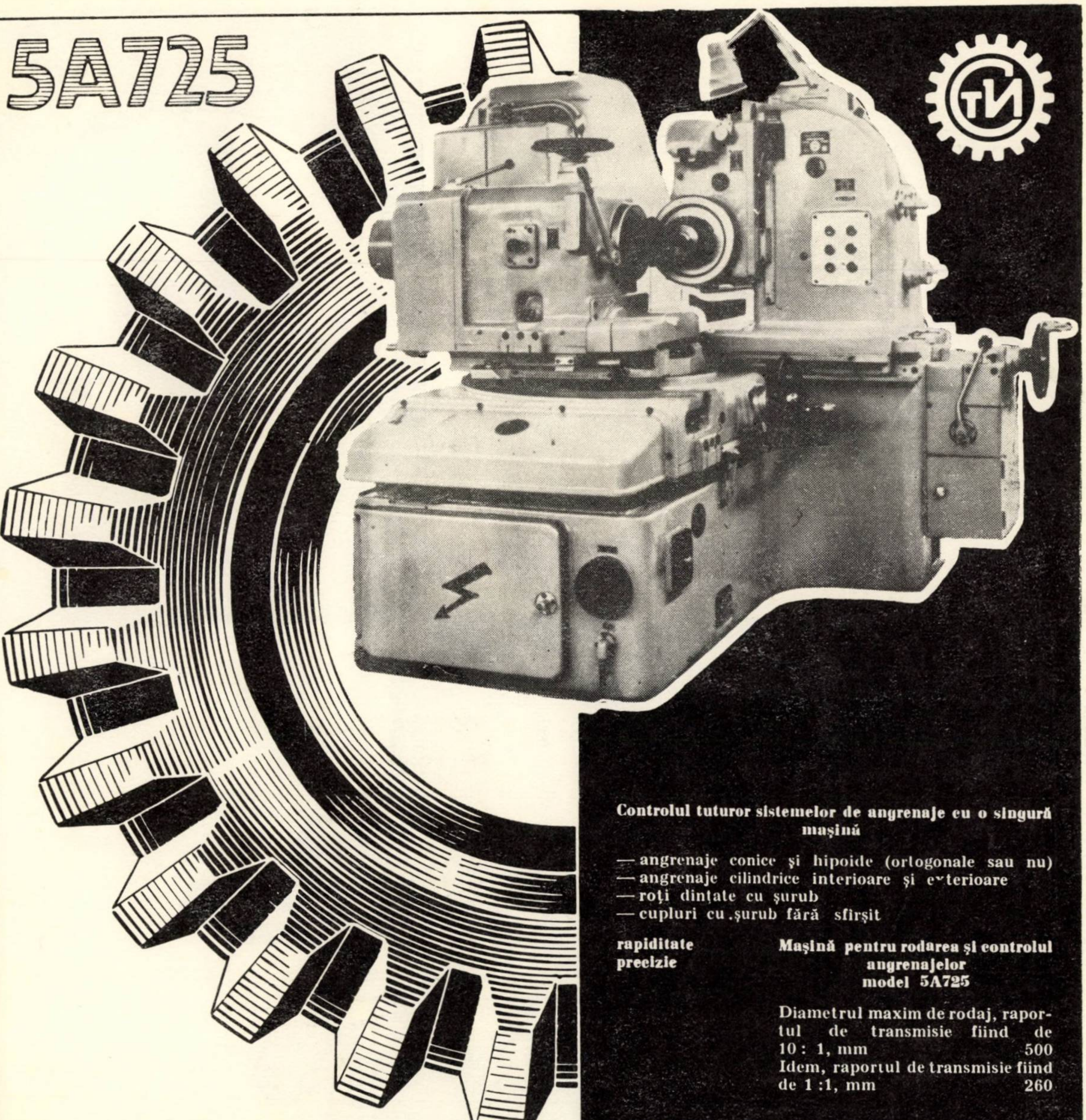
pentru 500 de modele de maşini :
tractoare şi materiale agricole
motoare şi încărcătoare pentru tractoare
precum şi
maşini pentru întreţinerea căilor de comunicaţie
excavatoare
aparate de ridicat
dispozitive pentru montarea tubulaturilor
camioane şi maşini de turism
autobuze
remorci
motociclete
biciclete
Preschimbarea pieselor garantează
Funcţionarea neîntreruptă a maşinilor

SUCCES CONTINUU ÎN TOATE ŢĂRILE

Exportator :
ZAPCHASTEXPORT
35, str. Vtoraia Skotoprogonnaia
Moscova J-29, U.R.S.S.
Telefon : 278-63-05
Telex . 243

PUBLICOM

5A725



Controlul tuturor sistemelor de angrenaje cu o singură mașină

— angrenaje conice și hipoide (ortogonale sau nu)
— angrenaje cilindrice interioare și exterioare
— roți dințate cu șurub
— cupluri cu .șurub fără sfîrșit

rapiditate
precizie

Mașină pentru rodarea și controlul angrenajelor model 5A725

Diametrul maxim de rodaj, raportul de transmisie fiind de 10 : 1, mm 500
Idem, raportul de transmisie fiind de 1 :1, mm 260

— ajustarea și verificarea punctului de contact — măsurarea jocului lateral — măsurarea zgomotului produs de angrenaje, chiar al celor de calitate superioară.

Verificarea aceloraşi parametri ai angrenajelor conice cu dinți drepți cu spirală avînd diametrul pînă la 500 mm și ai angrenajelor hipoide poate fi efectuată cu ajutorul mașinii de rodat și controlat model 5A725, propusă de V/O ,,Stankoimport"

Informații detaliate la cerere.

STANKOIMPORT

V/O ,,STANKOIMPORT"
Moscova G-200, U.R.S.S.
Telefon : 244-21-32
Telex : 227, 228

PUBLICOM

O singură așezare în poziția justă este suficientă pentru prelucrarea oricăror feluri de găuri și suprafețe plane ale pieselor cu ajutorul mașinilor de alezat orizontale livrate de V/O „Stankoimport”. Mașinile noastre sînt echipate cu mese pivotante cu citire precisă a unghiului de rotație.

Puteți comanda mașinile fie cu fus cu deplasare longitudinală și cu disc încorporat cu un suport pentru sculă radial, fie fără disc, cu fus întărit.

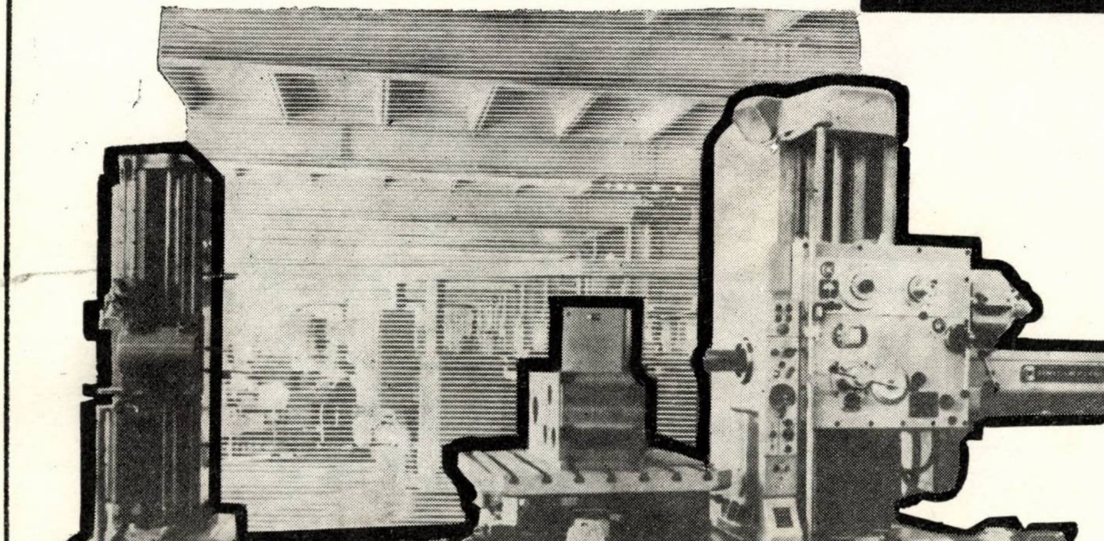
Dispozitivele pentru fixarea poziției juste a mesei și a capului asigură reproductibilitatea coordonatelor cu o precizie de ±0,05 mm.

La comandă specială, mașinile pot fi echipate cu un dispozitiv optic cu mărire de 60 ×

Fusurile mașinilor se montează pe rulmenți de precizie.

Modele de mașini	2L614	2620V	2622V	2A635	2V635
Diametrul fusului, mm	80	90	110	125	160
Dimensiunile mesei, mm	1000 × 800	1300 × 1120	1300 × 1120	1600 × 1250	1600 × 1250
Greutatea maximă a piesei de prelucrat, kg	1 000	2 000	2 000	4 000	4 000

Stankoimport livrează, de asemenea, mașinile de alezat orizontale grele cu fusuri **avînd diametrul** de 220 mm (model 2B660) și de **320 mm (model 2A680).**



1930 40 1970

ani de activitate a comerțului exterior

STANKOIMPORT

Trimiteți cererile dv. la: V/O „STANKOIMPORT”
Moscova G-200, U.R.S.S.
Telex: 227, 228,
Telefon: 244-21-32

STANKOIMPORT

PUBLICOM

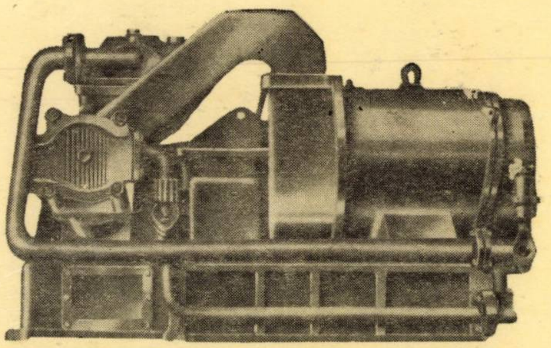
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

UZINA DE MOTOARE ȘI COMPRESOARE

Timpuri Noi

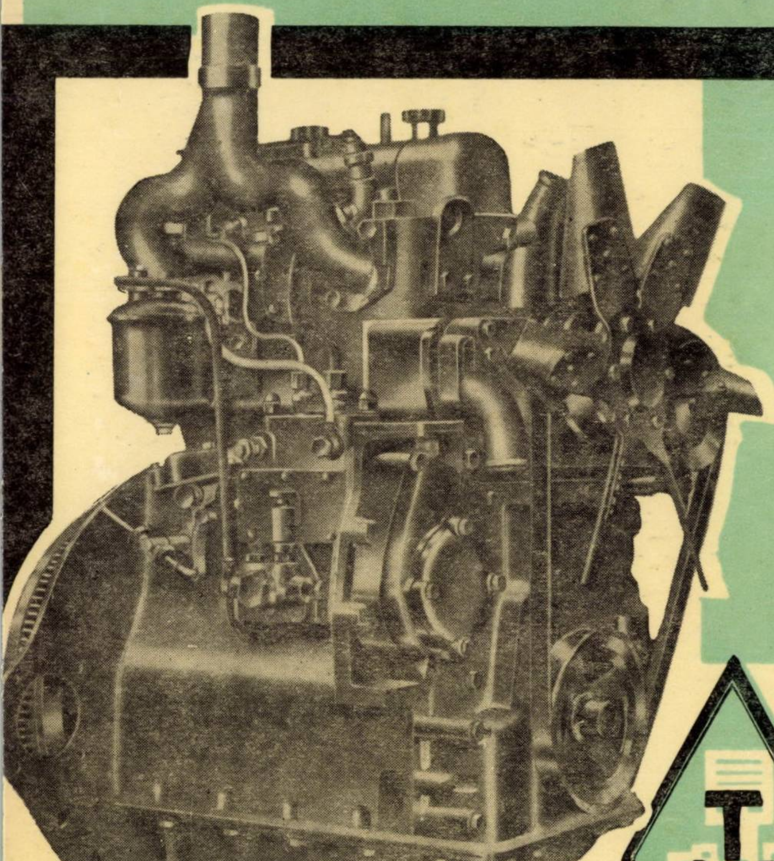
BUCUREȘTI

executá și livrează în țară și străinătate:



Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m³/min și presiuni de 4—14 kgf/cm² pentru:

- Locomotive
- Instalații petroliere
- Excavatoare
- Automatizări
- Troleibuze
- Șantiere
- Garaje
- Vopsitorii



Motoare diesel cu puteri pînă la 100 CP pentru:

- Utilaje de construcții
- Utilaje pentru agricultură
- Pompe de uz general și speciale
- Generatoare de c.a. și c.c.
- Motoare și motoridicătoare
- Ambarcațiuni
- Utilaje pentru silvicultură

TN

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston — consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi".

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONAL

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București tel. 31.51.02

R

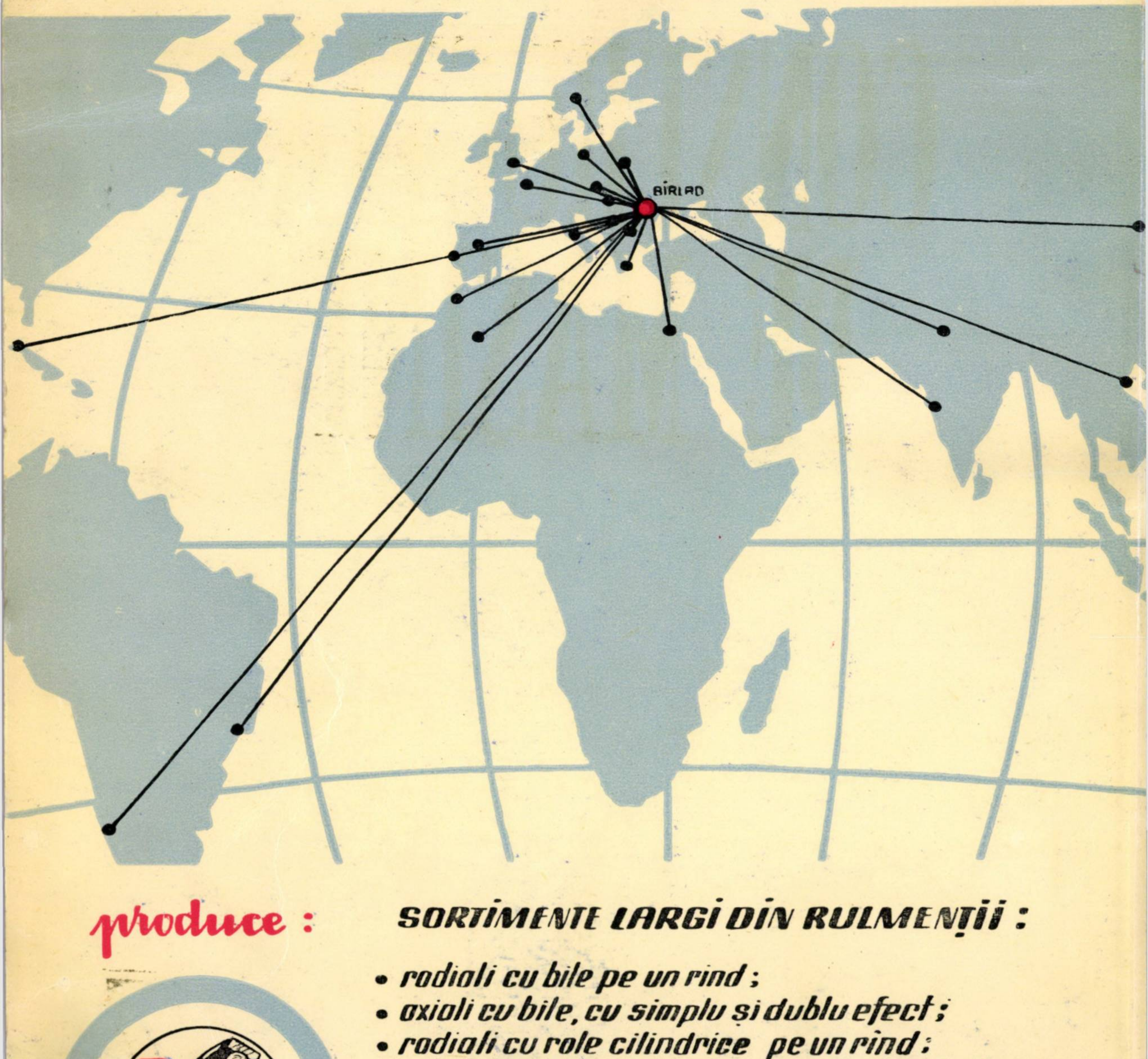
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

7

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXII • Nr. 7 • IULIE 1970

C5
810

FABRICA DE RULMENŢI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENŢII :

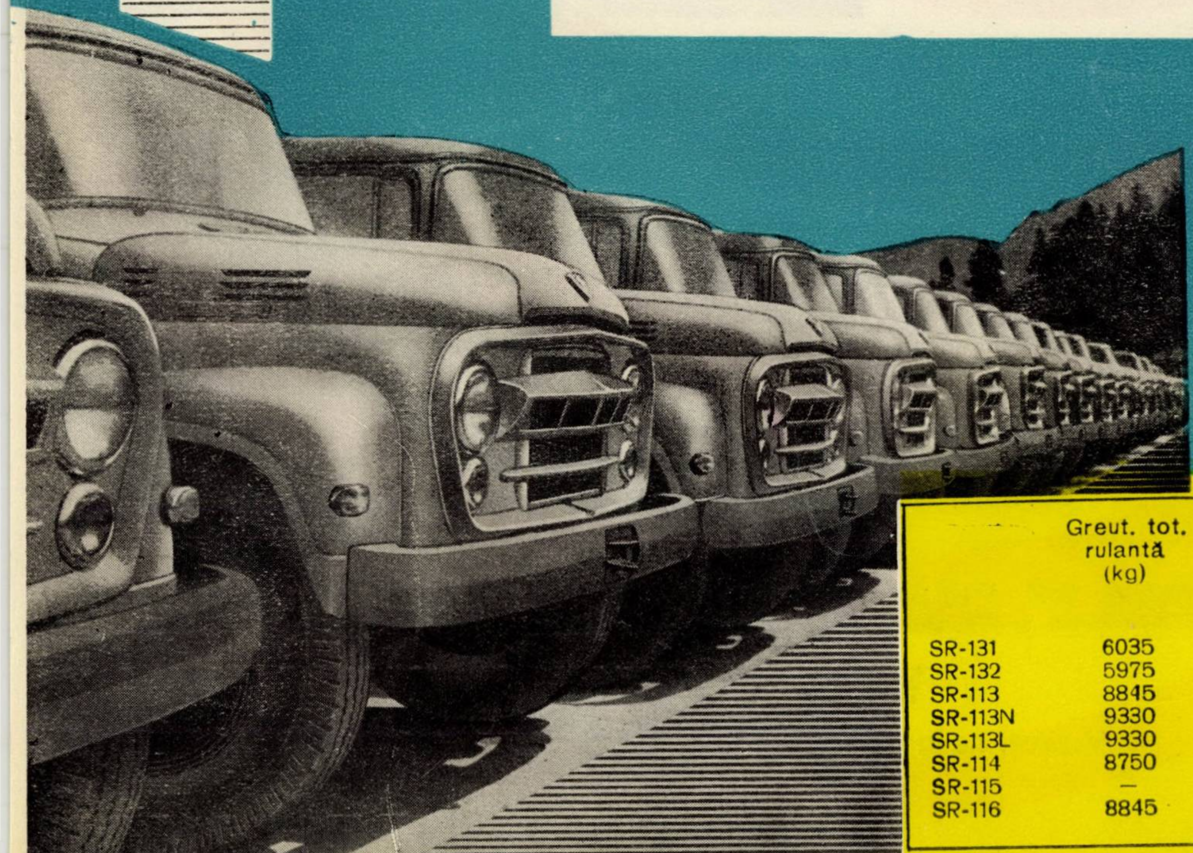
- radiali cu bile pe un rînd ;
- axiali cu bile, cu simplu şi dublu efect ;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd ;
- radiali-oscilanţi cu role-butoi pe două rînduri ;
- rulmenţi de constructie specială ca:
rulmenţi radiali cu role cilindrice
pentru vagoane de călători şi de marfă,
rulmenţi pentru utilaj petrolier,
rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

FRB
MADE IN RUMANIA

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	–	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	–	80

I.P.R.S. BĂNEASA

IPRS

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● SECTOR 2
TELEFON 33.38.30 ● TELEX 011203

produce:

PIESE RADIO

Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
Rezistoare bobinate
Termistoare
Condensatoare de poliester
Condensatoare de polistiren
Condensatoare electrolitice normale
Condensatoare electrolitice miniatură
Condensatoare ceramice
Condensatoare de hîrtie — uz general
Condensatoare de hîrtie metalizate
Condensatoare telefonice
Condensatoare auto
Condensatoare pentru tuburi fluorescente
Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

Transistoare cu germaniu, de joasă frecvenţă
- de mică putere
- de medie putere
- de putere

Transistoare cu germaniu, de înaltă frecvenţă
- de mică putere
- drift de mică putere

Diode cu germaniu cu contact punctiform
Redresoare cu germaniu de medie putere
Fotodiode cu germaniu
Diode redresoare cu siliciu
- de mică putere
- de putere

Diode stabilizatoare de mică putere cu siliciu

I. P. R. S — Băneasa editează, în cursul anului 1970, un catalog de dispozitive semiconductoare şi un catalog de piese radio. Doritorii vor adresa cererile lor, pentru înscrierea în tiraj, la:

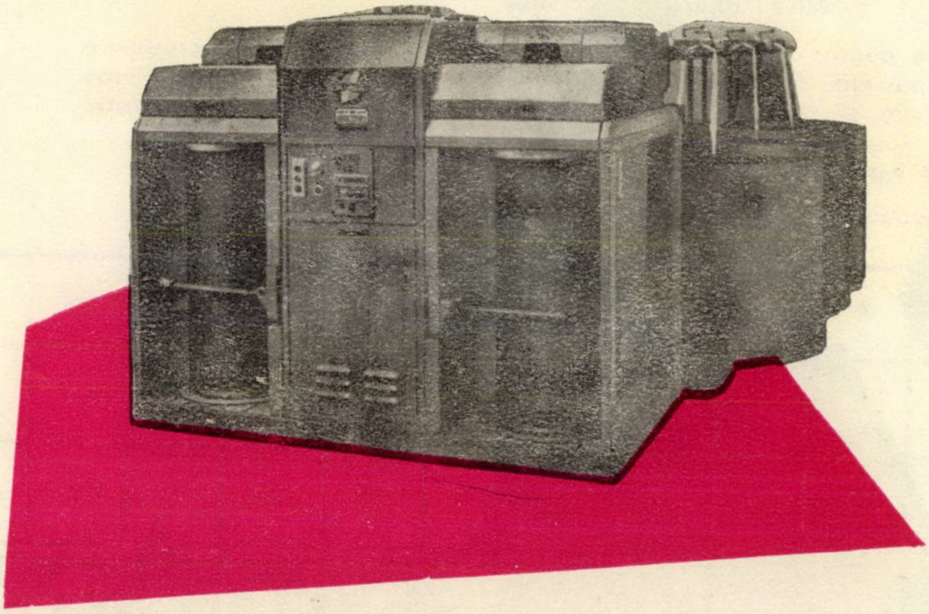
INTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTOR 2

Vizitaţi-ne la: TÎRGUL INTERNAŢIONAL BUCUREŞTI

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1963

uzina
UNIREA
Cluj

Piaţa 1 Mai nr. 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238



LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F.G.

In afară de acest produs, uzina mai fabrică în serie, atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

URBIS

UZINA DE RADIATOARE ECHIPAMENT METALIC, OBIECTE SI ARMATURI SANITARE

București – Bdul Preciziei, 12 telefon: 31.16.40 – România

Produce:

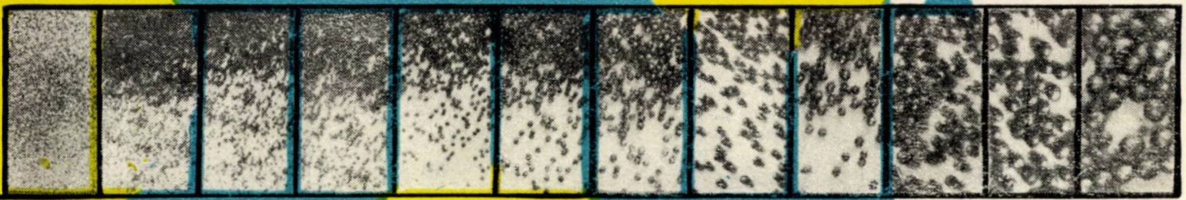
Alice sferice din fontă hematită	AFH-S
Alice sferice din fontă decarburată special	AFX-S
Alice sferice din oțel	AO-S
Alice colțuroase din fontă hematită	AFH-C
Alice colțuroase din fontă decarburată special	AFX-C
Alice colțuroase din oțel	AO-C

Alicele URBIS folosite pentru sablarea pieselor turnate, la curățarea și ecruisarea semifabricatelor și pieselor din construcția de mașini în vederea prelucrării sau acoperirii de protecție și decorative, sînt produse din materiale de calitate, elaborate în condiții spaciale.

Ele se clasifică după material, formă, tratament termic și dimensiuni.

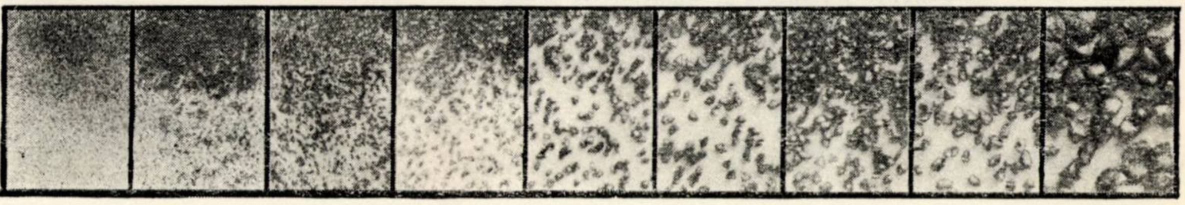
Alicele sferice se produc din oțel și fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	20	30	40	60	70	85	100	120	140	170	200	250
Dimensiunea nominală mm	0,2	0,3	0,4	0,6	0,7	0,85	1	1.2	1.4	1,7	2,0	2,5
Corespondența S.A.E.	S70	S110	S170	S230	S280	S330	S390	S460	S550	S660	S780	S930



Alicele colțuroase se produc din oțel și fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	15	20	30	40	70	100	120	140	170
Dimensiunea nominală mm	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,2	1,4	1,7
Corespondența S.A.E.	G120	G80	G50	G40	G25	G18	G16	G14	G12



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, Iulie, Nr. 7, 1970

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOK. KÖZPONT

CUPRINS

ARGHIR, G.:	Cuțit profilat disc cu axa perpendiculară pe axa piesei.	391
BROCH, O.:	Motorul hidraulic rotativ hipocicloidal.	C 396 ✓
CHIRIȚĂ, I.:	Ergonomia și aplicațiile ei în industrie.	C 401 ✓
DOBOȘAN, V. și CAȘCAVAL, N.:	Introducerea sudării automate la puntea motoare spate a autocamioanelor.	C 406 ✓
GUJA, N.:	Mortezarea prin rostogolire a profilelor interioare neevolventice.	412
ILIESCU, C. și NEMA, E.:	Contribuții privind cercetarea experimentală a matrițelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor.	C 420 ✓
LĂZĂRESCU, E.:	Contribuții la studiul eroziunii cavitaționale și coroziunii în elementele sistemului de injecție la motorul D-103.	C 424 ✓
MIHALCEA, D.:	Contribuții teoretice în vederea dimensionării ansamblului piesă de etanșare — arbore prin examinarea forțelor ce apar în presgarnituri și inele „O".	430
SĂLĂGEAN, T., HRELESCU, M. și SELMEREANU, H.:	Cercetări privind sudarea oțelurilor cu rezistență mărită, slab aliate cu mangan.	437
SIMA, P., CĂMĂRĂSCU, D. și COSTIN, GR.:	Încercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi.	444
DOCUMENTARE		449
RECENZII		450
CRONICĂ		451
REVISTA REVISTELOR		453

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

CONTENTS

DC 621.9.025

Arghir, G. : **Disc cutter with axis perpendicular to the axis of working piece.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 391–395

DC 621.225.4

Broch, O. : **The hypocycloid hydraulic rotary motor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 396–401

DC 331.015.11 :65.015.11

Chiriţă, I. : **Ergonomy and its applications in industry**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 401–406

DC 621.791.75 :629.114.5

Doboşan, V. and *Caşcaval, N.* : **Automatic welding in the output of drive rear axle of lorries.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 406–411

DC 621. 913. 3–42

Guja, N. : **Rolling slotting of inner profiles.**

Construcţia de Maşini 22(1970), nr. 7, p. 412–419

DC 621.983.2

Iliescu, C. and *Nema, E.* : **Contributions to experimental research in deep drawing dies with semi-finished goods compression combined system.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 420–423

DC 621.436.034.3 :620.193.1

Lăzărescu, E. : **Contributions to the study of cavitation erosion and corrosion occurring in the component parts of the D-103 motor injection system.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 424–429

DC 621.51 :621.824–762

Mihalcea, D. : **Theoretical contributions to the dimensioning of the tightening — shaft aggregate by investigation of the forces cropping up in the stuffing–box and ,,O'' rings.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 430–437

DC 621.791 :669.15'74–194.2

Sălăgean, T., *Hrelescu, M.* and *Selmereanu, H.* : **Research in the welding of high-strength low alloy manganese steels.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 437–444

DC 629.114.5–578

Sima, P., *Cămărăscu, D.* and *Costin, Gr.* : **Testing of the clutch of Bucegi motor lorries.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 7, p. 444–448

SOMMAIRE

CD 621.9.025

Arghir G. : **Outil-disque à charioter à axe perpendiculaire sur l'axe de la pièce.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 391–395

CD 621.225.4

Broch, O. : **Moteur hydraulique rotatif hypocycloïdal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 396–401

CD 331.015.11 :65.015.11

Chiriţă, I. : **L'ergonomie et ses applications dans l'industrie.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 401–406

CD 621.791.75 :629.114.5

Doboşan, V. et *Caşcaval, N.* : **L'introduction du soudage automatique pour le pont arrière des camions-automobiles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 406–411

CD 621.913.3–42

Guja, N. : **Le mortaisage par roulement des profils intérieurs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 412–419

CD 621.983.2

Iliescu. C. et *Nema, E.* : **Contributions à l'étude expérimentale des matrices à emboutir, à système combiné de serrage des semi-produits.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 420–423

CD 621.436.034.3 :620.193.1

Lăzărescu, E. : **Contributions à l'étude de l'érosion cavitationnelle et de la corrosion dans le système d'injection du moteur D-103.**

Construcţia de Maşini 22(1970), no. 7, p. 424–429

CD 621.51 :621.824–762

Mihalcea, D. : **Contributions théoriques au problème de la détermination des dimensions de l'ensemble pièce d'étanchement-arbre par l'examen des forces qui se développent dans les presse-étoupes et les anneaux ,,O''.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 430–437

CD 621.791 :669.15'74–194.2

Sălăgean, T., *Hrelescu, M.* et *Selmereanu, H.* : **Recherches sur le soudage des aciers à résistance accrue et à faible teneur en mangane.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 437–444

CD 629. 114.5–578

Sima, P., *Cămărăscu, D.* et *Costin, Gr.* : **L'essai des embrayages des camions-automobiles Bucegi.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 7, p. 444–448

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.9.025

Аргир, Г.: **Фасонный дисковой резец с перпендикулярной осью по отношению к оси детали**

Construcţia de Maşini 22(1970). No.7. стр. 391–395

ДК 621.225.4

Брох, О.: **Гидравлический гипоциклоидный ротационный двигатель**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No.7. стр. 396–401

ДК 331.015.11 :65.015.11

Кирицэ, И.: **Эргономия и ее применение в промышленности**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No.7. стр. 401–406

ДК 621.791.75 :629.114.5

Добошан, В. и *Кашкавал, Н.:* **Введение автоматической сварки на ведущем заднем мосту автопогрузчиков**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No. 7. стр. 406–411

ДК 621.913.3–42

Гужа, Н.: **Строгание путем качения внутренних профилей**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No. 7. стр. 412–419

ДК 621.983.2

Илиеску, К. и *Нема, Е.:* **К вопросу экспериментального исследования вытяжных штампов с комбинированной системой прижима**

Construcţia de Maşini 22 (1970) No. 7. стр. 420–423

ДК 621.436.034.3 :620.193.1

Лэзэреску, Е.: **Изучение кавитационной эрозии и коррозии в элементах впрскивающей системы на двигеталях Д-103**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No. 7. стр. 424–429

ДК 621.51 :621.824–762

Михалча, Д.: **Теоретические соображения в связи с установлением размеров узла уплотнительная деталь — вал, путем проверки сил, возникающих в сальниках на кольцах „0"**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No. 7 стр. 430–437

ДК 621.791 :669.15'74–194.2

Саладжан, Т., Хрелеску, М. и *Селмеряну, Х.:* **Исследование сварки стали повышенной прочности, слаболегированной с марганцем**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No.7. стр. 437–444

ДК 629.114.5.578

Сима, П., Кэмэрэску, Д. и *Костин, Гр.:* **Испытание сцепления автогрузчиков „Бучеджь"**

Construcţia de Maşini 22 (1970). No. 7. стр. 444–448

INHALT

DK 621.9.025

Arghir, G.: **Profiliertes Scheibenmesser mit senkrecht, zur Werkstückachse gestellten Achse**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 391–395

DK 621.225.4

Broch, O.: **Hypozykloidaler hydraulischer Drehmotor**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H.7. S. 396–401

DK 331.015.11 :65.015.11

Chiriţă, I.: **Die Ergonomie und ihre Anwendung in der Industrie**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 401–406

DK 621.791.75 : 629.114.5

Doboşan, V. und *Caşcaval, N.:* **Einführung des Automatschweissens bei der Hinterantriebsbrücke der Lastkraftwagen**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 406–411

DK 621.913.3–42

Guja, N.; **Wälzstossen der Innenprofile**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 412–419

DK 621.983.2

Iliescu, C. und *Nema, E.:* **Beiträge zur Experimentalforschung der Zieheisen mit kombiniertem Halterungssystem der Halbfabrikate**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 420–423

DK 621.436.034.3 :620.193.1

Lăzărescu, E.: **Beiträge zum Studium der Hohlraumerosion und Korrosion der Elemente des Einspritzsystems beim D-103-Motor.**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 424–429

DK 621.51 :621.824–762

Mihalcea, D.: **Theoretische Beiträge zur Bemessung der Bauteilgruppe Dichtung-Welle durch Prüfung der auftretenden Kräfte in der Stopfbüchse und den „O" -Ringen**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 430–437

DK 621.791 : 669.15'74–194.2

Sălăgean, T., Hrelescu, M. und *Selmereanu, H.:* **Forschungen in bezug auf das Schweissen von schwachlegierten Manganstählen mit erhöhter Festigkeit**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 437–444

DK 629.114.5—578

Sima, P., Cămărăscu, D. und *Costin, Gr.:* **Testung der Kupplung der Bucegi-LKW**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 7. S. 444–448

SUMAR

CZ 621.9.025

Arqhir, G. : **Cuțit profilat disc cu axa perpendiculară pe axa piesei.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 391–395

CZ 621.225.4

Broch, O. : **Motorul hidraulic rotativ hipocicloidal.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 396–401

CZ 331. 015.11 : 65.015. 11

Chiriță, I. : **Ergonomia și aplicațiile ei în industrie.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 401–406

CZ 621.791. 75 : 629.114.5

Doboșan, V. și *Cașcaval, N.* ; **Introducerea sudării automate la puntea de motoare spate a autocamioanelor.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 406–411

CZ 621.913.3–42

Guja, N. : **Mortezarea prin rostogolire a profilelor interioare neevolventice.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 412–419

CZ 621.983.2

Iliescu, C. și *Nema, E.* : **Contribuții privind cercetarea experimentală a matrițelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr.7, p. 420–423

CZ 621. 436.034.3 :620.193.1

Lăzărescu, E. : **Contribuții la studiul eroziunii cavitaționale și coroziunii în elementele sistemului de injecție la motorul D-103.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 424–429

CZ 621.51 :621.824–726

Mihalcea, D. : **Contribuții teoretice în vederea dimensionării ansamblului piesă de etanșare — arbore prin examinarea forțelor ce apar în presgarnituri și inele ,,O''.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 430–437

CZ 621.791 : 669.15'74–194,2

Sălăgean, T., *Hrelescu, M* și *Selmereanu, H.* : **Cercetări privind sudarea oțelurilor cu rezistență mărită, slab aliate cu mangan.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 437–444

CZ 629.114.5–578

Sima, P., *Cămărăscu, D.* și *Costin, Gr.* : **Incercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 7, p. 444–448

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI'', organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacția: București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 40 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informația''. București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 5401.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

CZ 621.9.025

Cuțit profilat disc cu axa perpendiculară pe axa piesei

Ing. George ARGHIR — Cercet. princip. Institutul politehnic–Cluj

Cuțitul profilat disc are axa, în majoritatea cazurilor, paralelă cu axa piesei pe care o strunjește la exterior (fig. 1) sau la interior (fig. 2), lucrînd cu avans radial sau, mai rar, înclinat la un unghi oarecare Φ (fig. 3). Prin mărirea înclinării pînă la 90°, cuțitul profilat disc poate să apară cu axa perpendiculară pe axa piesei, lucrînd cu avans axial atît pentru profile exterioare (fig. 4), profile interioare (fig. 5), cît și pentru profile combinate (fig. 6, *a* și *b*).

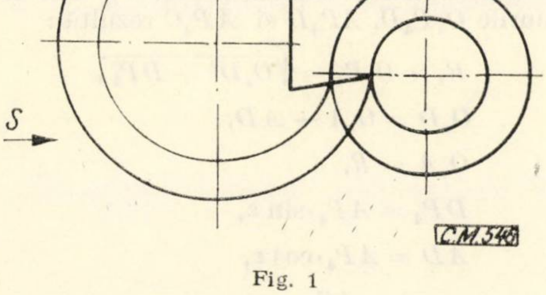


Fig. 1

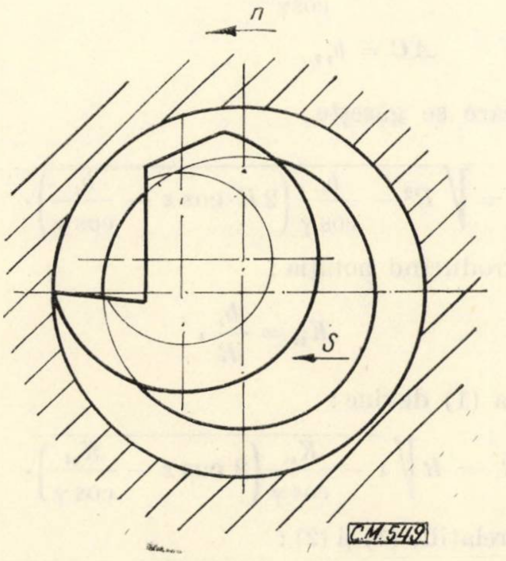


Fig. 2

Necesitatea introducerii acestui gen de cuțit, cuțit profilat disc normal*, este cerută de strunjirea unor profile frontale (fig. 6, *a* și *b*) sau a unor profile înclinate (fig. 4 și fig. 5) la care unghiul φ este cuprins între 45° și 90°, unde posibilitățile de prelucrare a cuțitelor profilate disc cunoscute sînt limitate sau nule.

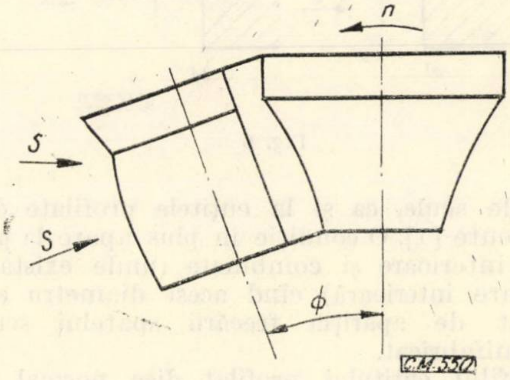


Fig. 3

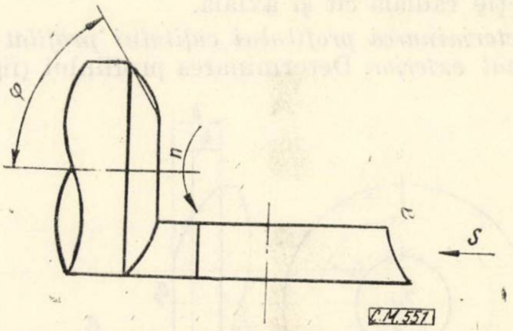


Fig. 4

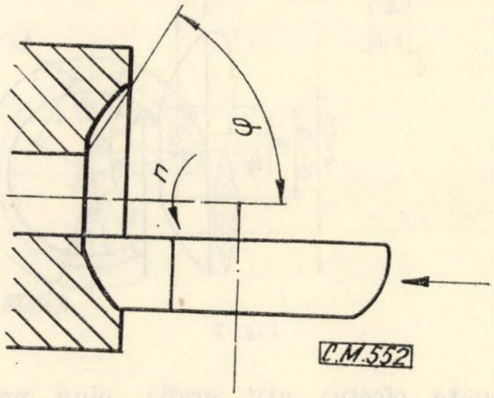


Fig. 5

Proiectarea cuțitului profilat disc normal impune alegerea și calculul dimensiunilor liniare şi unghiulare în funcţie de dimensiunile, forma şi materialul piesei de prelucrat. Diametrul maxim D al cuţitului se determină din condiţiile de rezistenţă, precizie şi consum de oţel de scule, ca şi la cuţitele profilate disc cunoscute [1]. O condiţie în plus apare la profilele interioare şi combinate (unde există şi profilare interioară) cînd acest diametru este limitat de apariţia frecării spatelui sculei de semifabricat.

---

* Denumirea propusă de autor în sensul că axa cuțitului este normală pe axa piesei.

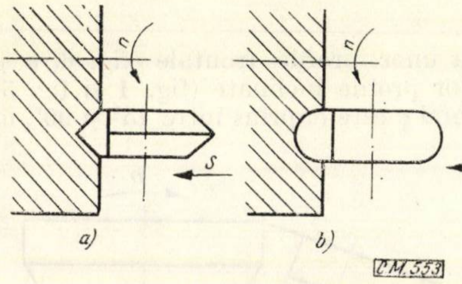


Fig. 6

Profilul cuţitului profilat disc normal diferă de profilul piesei, intr-o secţiune radială la care este necesară determinarea sa, atît în direcţie radială cît şi axială.

Determinarea profilului cuţitului profilat disc normal exterior. Determinarea profilului (fig. 7) se poate efectua atît grafic, cînd precizia cerută piesei este mică, cît şi analitic (în mod obligatoriu completat de un control grafic la o scară mare, pentru prevenirea erorilor grosolane ce eventual ar interveni în calcule). În ambele cazuri se pleacă de la considerentul că profilul sculei este identic cu profilul piesei în faţa de degajare, planul $A-A$, fapt ce permite o legătură biunivocă între profilul axial al piesei şi profilul axial al sculei.

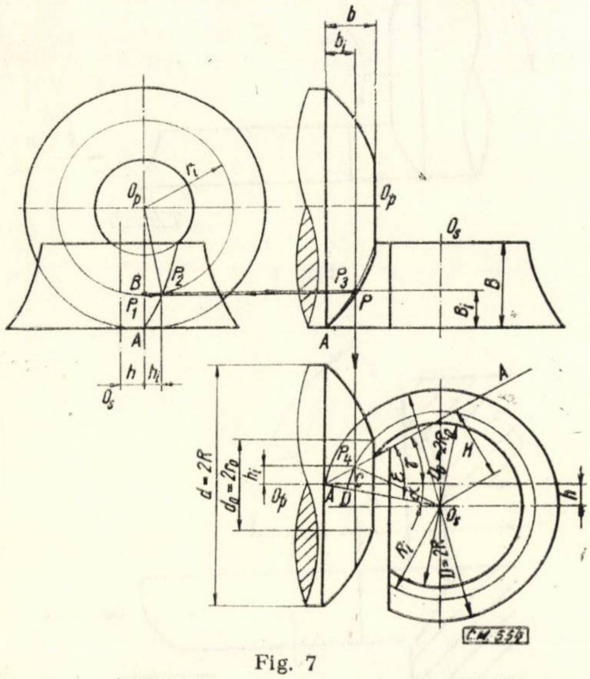


Fig. 7

Punctului P de pe piesă (poziţionat de r_i şi b_i) îi corespunde punctul comun P_4 din faţa de degajare $A-A$ (de rază R_i şi deplasare verticală h_i). De asemenea, lui P îi corespunde şi punctul P_1 care la rotirea piesei se deplasează pe cercul de rază r_i, atingînd muchia aşchietoare în P_2, deplasată pe vertical cu h_i. Corespondentul lui P_2 este P_3 (ce stabileşte poziţia axială B_i a profilului cuţitului).

Determinarea poziţiei altor puncte ale profilului sculei este similară. Orice profil al piesei (linie dreaptă, curbă sau combinaţii ale acestora) se poate descompune în puncte, iar determinarea profilului sculei se face prin puncte, profilul piesei şi deci şi al sculei putînd fi orice curbă.

La determinarea analitică (fig. 7), din triunghiurile O_sP_4D, AP_4D şi AP_4C rezultă:

$$R_i = O_sP_4 = \sqrt{O_sD^2 + DP_4^2},$$

$$O_sD = O_sA - AD,$$

$$O_sA = R,$$

$$DP_4 = AP_4 \cdot \sin\varepsilon,$$

$$AD = AP_4 \cdot \cos\varepsilon,$$

$$AP_4 = \frac{AC}{\cos\gamma}$$

$$AC = b_i,$$

din care se găseşte:

$$R_i = \sqrt{R^2 - \frac{b_i}{\cos\gamma}\left(2R\cdot\cos\varepsilon - \frac{b_i}{\cos\gamma}\right)}. \quad (1)$$

Introducînd notaţia:

$$K_{bi} = \frac{b_i}{R},$$

relaţia (1) devine:

$$R_i = R\sqrt{1 - \frac{K_{bi}}{\cos\gamma}\left(2\cos\varepsilon - \frac{K_{bi}}{\cos\gamma}\right)}. \quad (2)$$

În relaţiile (1) şi (2):

$$\varepsilon = \alpha + \gamma.$$

Din triunghiurile O_pP_2B şi AP_4C se obţine:

$$B_i = AB = AO_p - O_pB,$$

$$AO_p = r,$$

$$O_pB = \sqrt{O_pP_2^2 - P_2B^2},$$

$$O_pP_2 = r_i,$$

$$P_2B = h_i = P_4C = AC\cdot \mathrm{tg}\,\gamma = b_i\cdot \mathrm{tg}\,\gamma,$$

rezultînd:

$$B_i = r - \sqrt{r_i^2 - (b_i \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2}. \quad (3)$$

Cu notațiile:

$$k_{ri} = \frac{r_i}{r} \text{ și } k_{bi} = \frac{b_i}{r},$$

se obține:

$$B_i = r\left[1 - \sqrt{k_{ri}^2 - (k_{bi} \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2}\right]. \quad (4)$$

Relațiile (1), (2), (3) și (4) determină corespondentul de pe sculă al punctului de pe piesă. Relațiile (2) și (4) se pot reda sub forma:

$$R_i = C'_R \cdot R, \quad (5)$$

$$B_i = C'_B \cdot r, \quad (6)$$

în care:

$$C'_R = \sqrt{1 - \frac{K_{bi}}{\cos\gamma}\left(2\cos\varepsilon - \frac{K_{bi}}{\cos\gamma}\right)}, \quad (7)$$

$$C'_B = 1 - \sqrt{k_{ri} - (k_{bi} \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2}, \quad (8)$$

relații ce se pot ușor nomografia.

Analizînd desenul sculei (fig. 7) ca și relația (6), se observă că scula rezultă mai lată decît adîncimea radială a profilului piesei, datorită fugii pe cerc a profilului (cercul mic al piesei). Tot datorită fugii pe cerc a profilului, cuțitul nu poate prelucra piesa pînă la axa de rotație dacă nu posedă unghiul λ de înclinare a tăișului, astfel ca muchia așchietoare să fie generatoare.

Determinarea profilului cuțitului profilat disc normal interior. Determinarea grafică a profilului sculei (fig. 8) este identică determinării expuse anterior: punctului P îi corespunde punctul P_4 care determină pe R_i, și P_3 ce determină pe B_i — ca și determinarea analitică, fiind valabile și aici relațiile (1), (2) și (5) pentru calculul lui R_i.

Calculul dimensiunilor axiale se efectuează considerînd triunghiurile O_pP_2B și AP_4C, unde:

$$B_i = AB = BO_p - O_pA,$$

$$O_pA = r_0,$$

$$BO_p = \sqrt{O_pP_2^2 - P_2B^2},$$

$$P_2B = h_i = P_4C = AC \cdot \mathrm{tg}\,\gamma = b_i \cdot \mathrm{tg}\,\gamma,$$

$$O_pP_2 = r_i,$$

din care rezultă:

$$B_i = \sqrt{r_i^2 - (b_i \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2} - r_0. \quad (9)$$

Introducînd notațiile:

$$k_{ri};\ k_{bi};\ k_{r0} = \frac{r_0}{r},$$

se obține:

$$B_i = r\left[\sqrt{k_{ri}^2 - (k_{bi} \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2} - k_{r0}\right]. \quad (10)$$

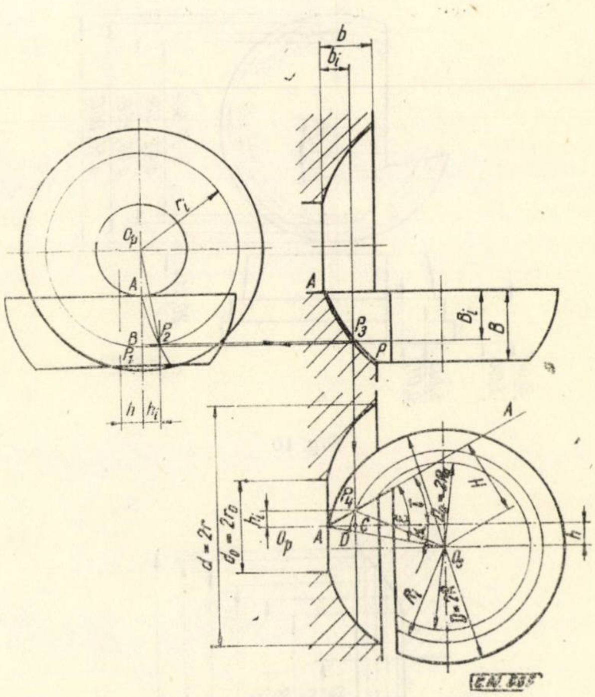


Fig. 8

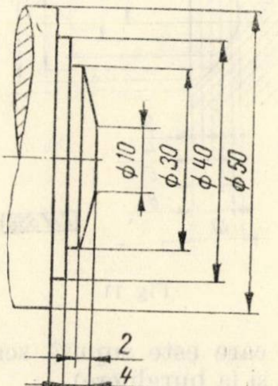


Fig. 9

Relația (10) se poate scrie și sub forma:

$$B_i = C''_B \cdot r, \quad (11)$$

în care:

$$C''_B = \sqrt{k_{ri}^2 - (k_{oi} \cdot \mathrm{tg}\,\gamma)^2} - k_{r0}, \quad (12)$$

ce se poate, de asemenea, ușor nomografia.

Notă. Diametrul mare al sculei, *D*, prelucrează diametrul mare al piesei, *d*.

Cuţitul profilat disc normal interior apare mai îngust decît adîncimea profilului radial al piesei, relaţia (11), datorită fugii pe cerc (aici cercul mare al piesei). Teoretic, în acest caz este posibilă prelucrarea profilelor cu raza interioară minimă nulă, dar practic nu se recomandă acest lucru datorită solicitărilor nefavorabile la care este supusă scula (aşchierea ar decurge ca şi la burghiere).

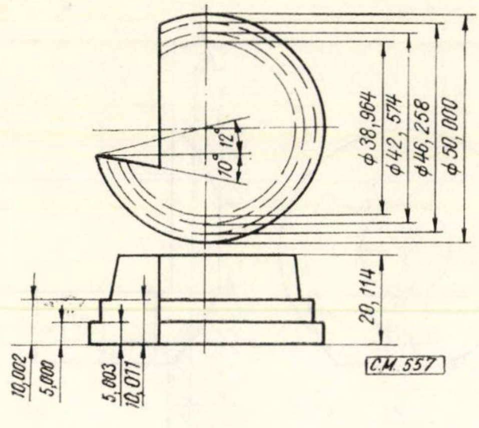


Fig. 10

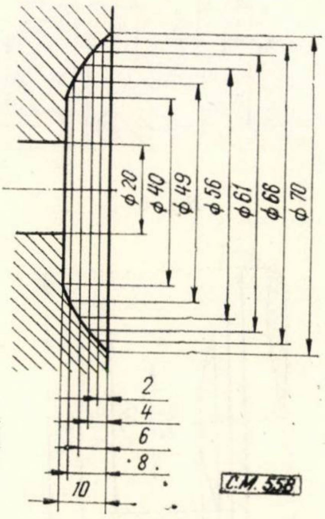


Fig. 11

Observaţii. Dimensiunile axiale şi radiale ale cuţitului profilat disc normal sînt date de dimensiunile radiale, respectiv axiale ale piesei.

În relaţiile (5), (6) şi (11), ce determină profilul cuţitului exterior, respectiv interior, pe lîngă mărimile liniare intervin mărimile unghiulare α şi γ, a căror influenţă este inegală: astfel, în relaţiile (5), γ intervine direct şi indirect, iar α numai indirect, pe cînd în relaţia (6) şi (11), intervine numai γ. Valorile nule ale mărimilor unghiulare fac ca profilul sculei, în secţiune radială, să coincidă cu al piesei (întrucît planul A-A, figura 7 şi figura 8, trece prin centrele piesei şi al sculei), iar valorile diferite de zero atrag după sine necoincidenţa dintre profilul sculei şi profilul piesei în secţiune radială, datorită fugii pe cerc, cu atît mai mult cu cît ele sînt mai mari. Influenţa valorilor [unghiulare, pe lîngă faptul că modifică profilele radiale, se manifestă şi prin accea că introduce erori teoretice (hiperbolice, torice etc. [2]) cu atît mai mari cu cît ele sînt mai mari, din care motiv se recomandă utilizarea unor unghiuri de aşchiere minime posibile.

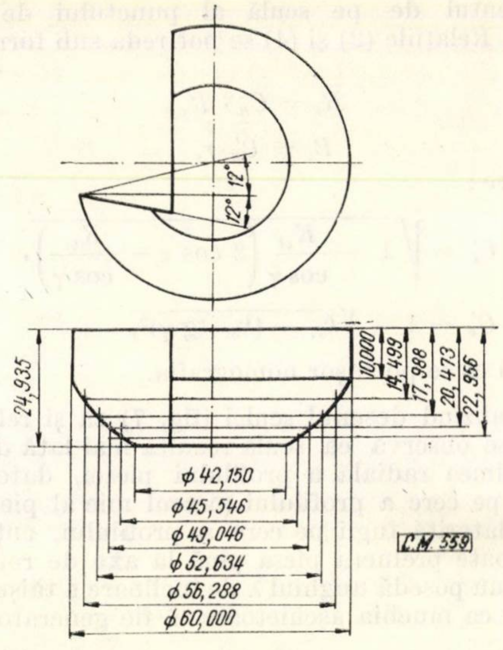


Fig. 12

Exemple numerice de determinare a profilului.
a) Se va considera un cuţit profilat disc normal pentru strunjirea exterioară.

Determinarea profilului sculei, plecînd de la profilul piesei (fig. 9) (material OLC 45), se face cu relaţiile (1) şi (3) aplicînd calculul tabelar; tabela 1 dă R_i, iar tabela 2 B_i.

Se adoptă: $\alpha = 12°$; $\gamma = 10°$; $D = 50$ mm;

$\varepsilon = 22°$; $R = 25$ mm; $r = 25$ mm.

Cuţitul profilat disc normal exterior, conform datelor din tabelele 1 şi 2, este redat în figura 10.

b) Se va considera cazul unui cuţit profilat disc normal pentru strunjirea interioară.

Plecînd de la profilul piesei (fig. 11) (material OL 38), cu ajutorul relaţiilor (1) şi (9) se determină profilul cuţitului apilcînd calculul tabelar: tabela 3 dă R_i şi tabela 4, B_i.

Notă. Diametrul mic al piesei d_0 este prelucrat de diametrul mare al sculei D.

Tabela 1

Nr. crt.	R	R^2	γ	$\cos\gamma°$	$\varepsilon°$	$\cos\varepsilon°$	2R	2R cos ε	b_i	$\frac{b_i}{\cos\gamma}$	(9) − (11)	(11) · (12)	(3) − (13)	$R_i = \sqrt{(14)}$	$D_i = 2R_i$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	0	0,0000	46,3590	0,000000	625,000000	25,000	50,000
2	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	0	0,0000	46,3590	0,000000	625,000000	25,000	50,000
3	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	2	2,0319	44,3271	90,031324	534,968676	23,129	46,258
4	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	2	2,0319	44,3271	90,031324	534,968676	23,129	46,258
5	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	4	4,0638	42,2952	171,879234	453,120766	21,287	42,574
6	25	625	10	0,98481	22	0,92718	50	46,359	6	6,0957	40,2653	245,432998	379,567002	19,482	38,964

Tabela 2

Nr. crt.	r	$\gamma°$	tg $\gamma°$	b_i	b_i tg $\gamma°$	$(b_i \text{ tg } \gamma)^2$	r_i	r_i^2	(9) − (7)	$\sqrt{(10)}$	$B_i = (2) - (11)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	25	10	0,17633	0	0,00000	0,000000	25	625	625,000000	25,000	0,000
2	25	10	0,17633	0	0,00000	0,000000	20	400	400,000000	20,000	5,000
3	25	10	0,17633	2	0,35266	0,124368	20	400	399,875632	19,997	5,003
4	25	10	0,17633	2	0,35266	0,124368	15	225	224,875632	14,998	10,002
5	25	10	0,17633	4	0,70532	0,497482	15	225	224,502548	14,989	10,011
6	25	10	0,17633	6	1,05798	1,118421	5	25	23,881579	4,886	20,114

Tabela 3

Nr. crt.	R	R^2	$\gamma°$	$\cos\gamma°$	$\varepsilon°$	$\cos\varepsilon°$	$2R$	$2R\cdot\cos\varepsilon$	b_i	$\frac{b_i}{\cos\gamma}$	(9) − (11)	(11) · (12)	(3) − (13)	$R_i = \sqrt{(14)}$	$D_i = 2R_i$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	0	0,0000	54,8130	0,000000	900,000000	30,000	60,000
2	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	0	0,0000	54,8130	0,000000	900,000000	30,000	60,000
3	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	2	2,0446	52,7684	107,889171	792,110829	28,144	56,288
4	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	4	4,0892	50,7238	207,419763	692,588237	26,317	52,634
5	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	6	6,1338	48,6792	298,588477	601,411523	24,523	49,046
6	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,815	8	8,1784	46,6348	381,396413	518,603587	22,773	45,546
7	30	900	12	0,97815	24	0,91355	60	54,813	10	10,2230	44,5900	455,843570	444,156430	21,075	42,150

Tabela 4

Nr. crt.	r_0	$\gamma°$	tg $\gamma°$	b_i	$b_i\cdot$tg γ	$(b_i \text{ tg } \gamma)^2$	r_i	r_i^2	(9) − (7)	$\sqrt{(10)}$	$B_i = (11) - (2)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	10	12	0,21256	0	0,00000	0,000000	10,0	100,00	100,000000	10,000	0,000
2	10	12	0,21256	0	0,00000	0,000000	20,0	400,00	400,000000	20,000	10,000
3	10	12	0,21256	2	0,42512	0,180727	24,5	600,25	600,069273	24,499	14,499
4	10	12	0,21256	4	0,85024	0.722907	28,0	784,00	783,277093	27,988	17,988
5	10	12	0,21256	6	1,27536	1,626541	30,5	930,25	928,623459	30,473	20,473
6	10	12	0,21256	8	1,70048	2,891629	33,0	1089,00	1 086,108371	32,956	22,956
7	10	12	0,21256	10	2,12560	4,518175	35,0	1225,00	1 220,481825	34,935	24,935

Se adoptă :

$$\alpha = 12° ; \quad \gamma = 12° ; \quad D = 60 \text{ mm} ;$$
$$\varepsilon = 24° ; \quad R = 20 \text{ mm} ; \quad r_0 = 10 \text{ mm}.$$

Rezultatele tabelelor 3 şi 4 sînt redate în figura 12 sub forma unui cuţit profilat disc normal pentru strunjirea interioară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I. d.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[2] *Lăzărescu, I.D., Abrudan, G.* şi *Arghir, G.* Consideraţii asupra strunjirii pieselor conice. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1962.

CZ 621.225.4

Motorul hidraulic rotativ hipocicloidal

Ing. Oswald BROCH – I.P.I.U. – Bucureşti

Sistemele hidrostatice de antrenare şi acţionare au dobîndit o mare răspîndire în construcţia modernă de maşini. Gama aplicaţiilor acestor sisteme se întinde de la maşinile rutiere şi pînă la maşinile-unelte de mare precizie. În cele mai multe cazuri, mişcările organelor de execuţie hidraulice erau, pînă nu de mult, liniare, datorită utilizării cu precădere a cilindrilor de forţă. Cu toate că majoritatea tipurilor de pompe hidraulice sînt utilizabile şi ca motoare, răspîndirea antrenărilor hidrostatice a fost întîrziată de probleme de gabarit, randament şi tehnologie la nivelul motorului rotativ. În prezent există motoare hidraulice rotative de diverse construcţii, fiecare avînd domeniul lui cel mai avantajos de utilizare. Posibilitatea pornirii în plină sarcină, reglajul continuu al turaţiei, robusteţea, simplitatea, siguranţa în funcţionare, gabaritul redus, precum şi preţul de cost moderat au asigurat sistemelor hidrostatice o largă arie de aplicaţii, cum ar fi : antrenările de vehicule (în special vehicule de lucru, ca tractoare, stivuitoare etc.), antrenări de maşini în industria textilă, alimentară, metalurgică, la maşini-unelte, unele tipuri moderne de maşini de birou etc. Se preconizează că, în cursul următorilor zece ani, principalul domeniu de expansiune a sistemelor hidraulice va fi domeniul antrenărilor hidrostatice rotative.

Printre construcţiile de motoare hidraulice rotative apărute relativ recent se numără şi motorul hipocicloidal sau, cum mai este denumit, cu angrenaj interior. În cele ce urmează vor fi prezentate geometria, construcţia şi principalele probleme ale tehnologiei de execuţie a acestui tip de motor hidrostatic.

1. *Geometria*

După cum se ştie, hipocicloida este curba descrisă de un punct aflat pe circumferinţa unui cerc care se rostogoleşte fără alunecare pe interiorul altui cerc mai mare, considerat fix (fig. 1). Cercul mobil se numeşte ruletă, iar cercul fix bază. Din condiţia rostogolirii fără alunecare rezultă că arcul de cerc măsurat pe cercul de bază, cuprins între capetele unui arc de hipocicloidă, deci arcul *AB*, este egal cu circumferinţa ruletei. Din această constatare rezultă că pe circumferinţa bazei încape un număr de :

$$s = \frac{\pi \cdot d_b}{\pi \cdot d_r} = \frac{d_b}{d_r} \quad (1)$$

arce de hipocicloidă. Dacă s este număr întreg, atunci arcele de hipocicloidă alcătuiesc o curbă închisă (fig. 2, $s = 4$).

Hipocicloida este descrisă în sensul rostogolirii ruletei atît timp cît ruleta are diametrul mai mic decît raza bazei. La această valoare limită, hipocicloida se confundă cu unul dintre diametrele bazei (fig. 3).

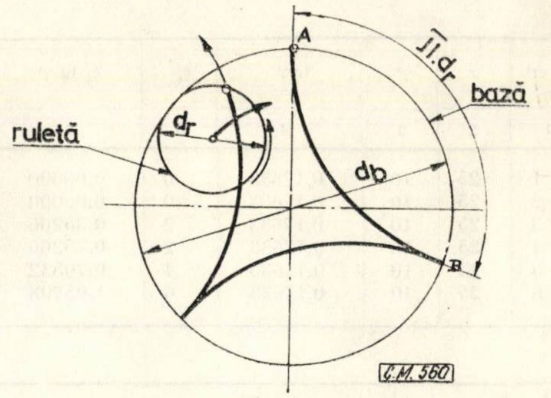


Fig. 1

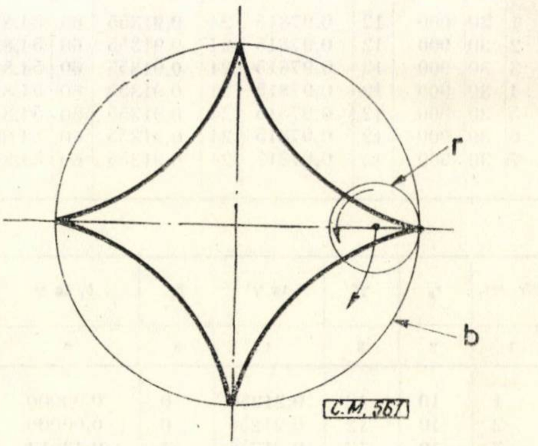


Fig. 2

Dacă diametrul ruletei depăşeşte raza bazei, hipocicloida începe să fie descrisă în sens invers sensului rostogolirii ruletei şi se numeşte hipocicloidă inversă.

Dacă raportul :

$$s = \frac{\pi \cdot d_b - \pi \cdot d_r}{\pi \cdot d_b} = \frac{d_b - d_r}{d_b} \quad (2)$$

este un număr întreg, atunci arcele de hipocicloidă alcătuiesc şi de data aceasta o curbă închisă (fig. 4). Pentru a descrie n arce de hipocicloidă inversă trebuie ca centrul ruletei să facă n-1 rotaţii complete în jurul centrului bazei. Din figura 4 se vede că :

$$\text{arc } AcB = \pi\cdot d_r\,,$$

lucru ce rezultă din principiul rostogolirii fără alunecare.

În cele ce urmează se consideră un raport :

$$\frac{d_b}{d_r} = \frac{7}{6}\,,\ \text{de unde } d_b = \frac{7}{6}\cdot d_r\,.$$

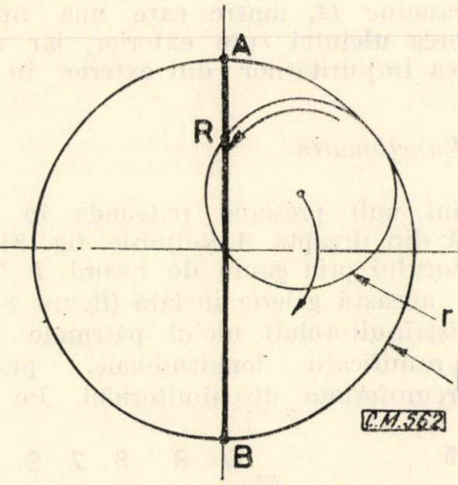


Fig. 3

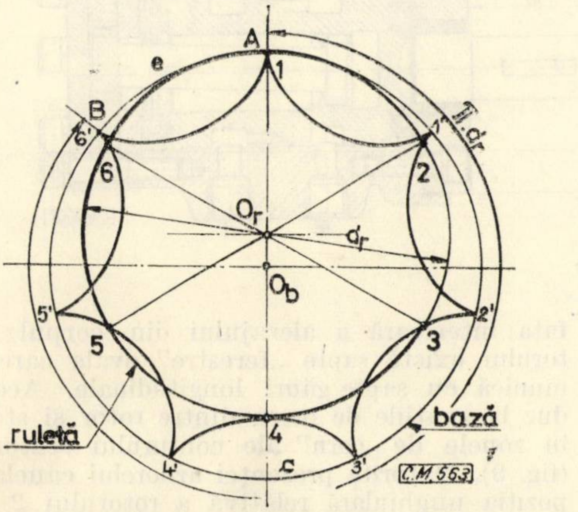


Fig. 4

Rezultă imediat că :

$$\text{arc } AeB = \pi\cdot d_b - \pi\cdot d_r = \pi\cdot\left(\frac{7}{6}\cdot d_r - d_r\right) = \frac{1}{6}\pi\cdot d_r\,. \tag{3}$$

Se consideră ruleta în poziţia din figura 4. Punctul de tangenţă cu baza este chiar la capătul unuia dintre arcele de hipocicloidă. Se împarte acum ruleta în şase arce egale, pornind din punctul de tangenţă cu baza. Se obţin punctele 1–6. Dar :

$$\text{arc } 1 - 6 = \frac{1}{6}\cdot\pi\cdot d_r$$

şi din relaţia (3) :

$$\text{arc } 1 - 6 = \text{arc } AeB.$$

Aceasta înseamnă că, în cursul rostogolirii ruletei spre stînga, punctul 6 ajunge chiar în B care se află pe arcul de hipocicloidă, la capătul acestuia. De aici decurge însă că punctul 6 descrie de fapt hipocicloida. La fel, acelaşi lucru se poate demonstra şi pentru toate celelalte puncte 1,2,3,4,5. Deci, pentru orice poziţie a ruletei, cele şase puncte egal depărtate de pe ruletă se află în permanenţă şi simultan toate pe hipocicloida cu şapte arce. Această constatare constituie baza geometrică a construcţiei motorului care urmează a fi descris în continuare.

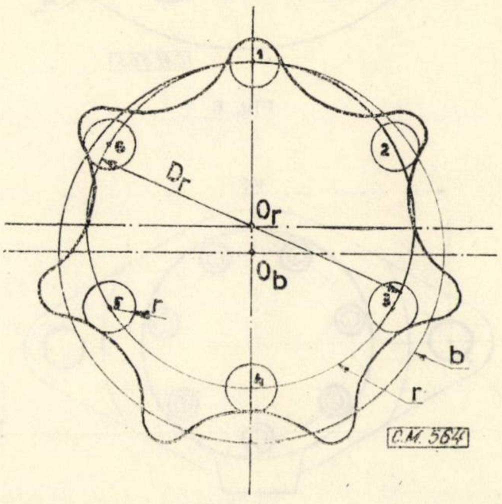


Fig. 5

Observaţie. O geometrie similară se poate alcătui şi în cazul în care raportul $d_b/d_r \neq \frac{7}{6}$; condiţia care se pune este ca acest raport să respecte forma :

$$\frac{d_b}{d_r} = \frac{n+1}{n}\,.$$

Se trasează, cu centrul în punctele 1–9 de pe circumferinţa ruletei, şase cercuri cu raza r. Rostogolind acum ruleta în mişcarea ei de generare şi trasînd înfăşurătoarea tuturor poziţiilor succesive ale cercurilor r, se obţine o curbă care este de fapt o echidistantă a hipocicloidei inverse de bază (fig. 5). Se racordează acum cercurile r de pe circumferinţa ruletei cu ajutorul unor arce de cerc astfel alese încît ele să nu intersecteze niciodată înfăşurătoarea obţinută mai sus. Se observă imediat (fig. 6) că între conturul *A* al echidistantei la hipocicloidă şi conturul *B*, format din arce de cerc, se delimitează şase suprafeţe de mărime diferită. Dacă *A* este conturul interior al unei carcase-stator, iar *B* este conturul exterior al unui piston-rotor, atunci între cele două piese iau naştere o serie de camere de volum variabil în care un fluid de lucru poate furniza lucru mecanic.

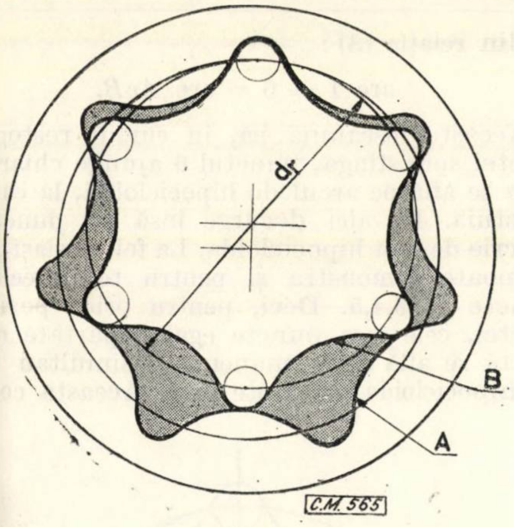


Fig. 6

2. *Construcţia*

În figura 7 este arătată, în secţiune, construcţia unui motor hidraulic bazat pe geometria descrisă în paragraful precedent.

Rotorul (pistonul rotativ) *2*, care are forma *B* din figura 6, se mişcă în interiorul statorului *6*, care are conturul hipocicloidal *A* din figura 6. Rotorul şi statorul se află între un capac de închidere *5* şi o placă intermediară *1*. „Pachetul" format din aceste patru piese este strîns pe corpul *10* cu ajutorul a şapte şuruburi *3*, asigurate cu şaibele Grower *4*. Mişcarea rotativă, cu caracter planetar, a rotorului este transmisă prin intermediul arborelui canelat *8*, care dispune de caneluri uşor convexe, la distribuitorul rotativ *9*, care face corp comun cu arborele de ieşire. Pentru a prelua componenta axială a presiunii hidraulice, care acţionează asupra distribuitorului *9*, acesta este montat între doi rulmenţi axiali *7*. Etanşarea se realizează, în cea mai mare parte, prin ajustajul precis dintre distribuitorul *9* şi corpul *10* şi, în rest, prin prezenţa manşetelor de rotaţie din cauciuc *14*, dintre care una împiedică scurgerea uleiului spre exterior, iar a doua intrarea impurităţilor din exterior în motor.

3. *Funcţionarea*

Uleiul sub presiune pătrunde în galeria inelară din dreapta *A* (admisie, fig. 8) a distribuitorului prin gaura de racord *I* (fig. 7).

Din această galerie inelară (figura 8, vederea distribuitorului) uleiul pătrunde în şase canale-ramificaţii longitudinale, practicate pe circumferinţa distribuitorului. Pe suprafaţa interioară a alezajului din corpul motorului există şapte „ferestre" ovale care comunică cu şapte găuri longitudinale. Acestea duc la spaţiile de lucru dintre rotor şi stator, în zonele de „corn" ale conturului statorului (fig. 9). Datorită prezenţei arborelui canelat *8*, poziţia unghiulară relativă a rotorului *2* faţă de distribuitorul 9 este constantă şi asigurată în aşa fel încît uleiul sub presiune să fie condus în acele spaţii de lucru care sînt în curs de creştere a volumului. Pe de altă parte, spaţiile de lucru care îşi micşorează volumul sînt puse în legătură cu al doilea set de canale-ramificaţii de pe distribuitor şi deci cu galeria inelară de evacuare *E* (fig. 8, secţiunea prin distribuitor).

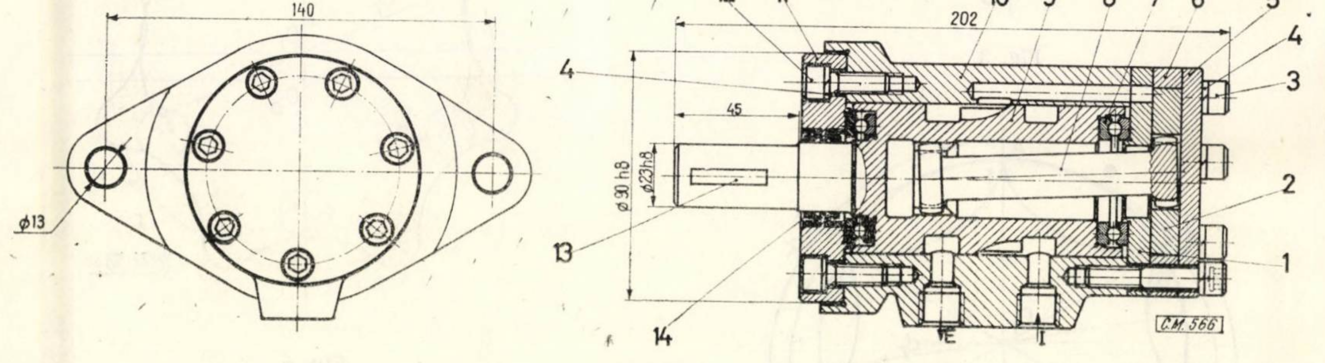


Fig. 7

Considerînd centrul rotorului în mişcare într-un sens oarecare faţă de stator (fig. 10, sens spre dreapta), se constată că spaţiile din stînga sînt supuse presiunii uleiului, iar cele din dreapta nu.

Dacă se notează cu :

D_o — diametrul exterior al rotorului ;

H — profunzimea (grosimea) comună a rotorului şi statorului, atunci rezultanta P a presiunii din camerele din stînga, aplicată în centrul rotorului şi avînd direcţia tangentă la traiectoria momentană a acestui centru, are valoarea :

$$P = p \cdot D_o \cdot H.$$

Se reaminteşte că mişcarea rotorului este, de fapt, o rostogolire fără alunecare a ruletei cu raza R_r în interiorul bazei cu raza R_b. Rezultă că rotorul este de fapt supus la cuplul :

$$M_p = P \cdot R_r = p \cdot D_o \cdot H \frac{d_r}{2}, \qquad (4')$$

care se manifestă în jurul centrului instantaneu de rotaţie c.

Pentru ca un corp să se afle în echilibru rotaţional (să aibă ω = const.) trebuie ca suma momentelor exterioare ce acţionează asupra lui să fie nulă (indiferent de punctul de aplicaţie).

Cuplul rezistent exterior M_e este aplicat, prin intermediul arborelui canelat *8* (fig. 7), în centrul O_r al rotorului (fig. 10). Neglijînd frecările, condiţia de echilibru rotaţional este :

$$M_e = M_p = M_0 = p \cdot D_0 \cdot H \cdot \frac{d_r}{2}. \qquad (4)$$

De fapt, relaţia (4) exprimă cuplul teoretic furnizat de un motor pentru o presiune p a uleiului.

Cuplul real este :

$$M_r = M_0 \cdot k_f ,$$

unde k_f este un coeficient de corecţie care reprezintă influenţa globală a frecărilor şi pierderilor prin interstiţii. Acest coeficient nu este o constantă, ci se determină, experimental în funcţie de regimul de lucru.

Dacă :

V_{max} este volumul maxim al unui spaţiu de lucru ;

V_{min} — volumul minim al aceluiaşi spaţiu, atunci expresia :

$$V_{max} - V_{min} = q_0$$

este cantitatea de ulei consumată de un spaţiu de lucru în cursul unui ciclu complet de admisie-evacuare.

Dacă rotorul este pus în mişcare dintr-o poziţie iniţială oarecare, atunci spaţiul de lucru delimitat de o anumită faţă a rotorului îşi va fi terminat ciclul de admisie-evacuare cînd această faţă va ajunge într-o poziţie omologă celei iniţiale faţă de stator. Aceasta are loc după ce centrul ruletei a parcurs $\frac{6}{7}$ rotaţii în jurul centrului bazei. În acest răstimp, toate cele şase spaţii

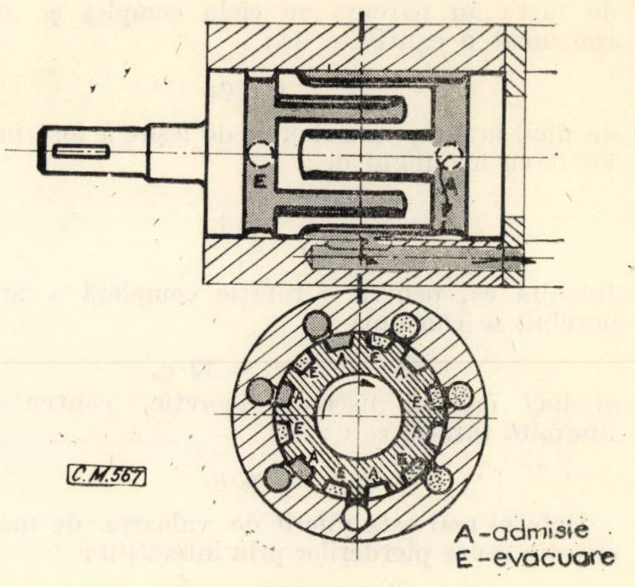


Fig. 8

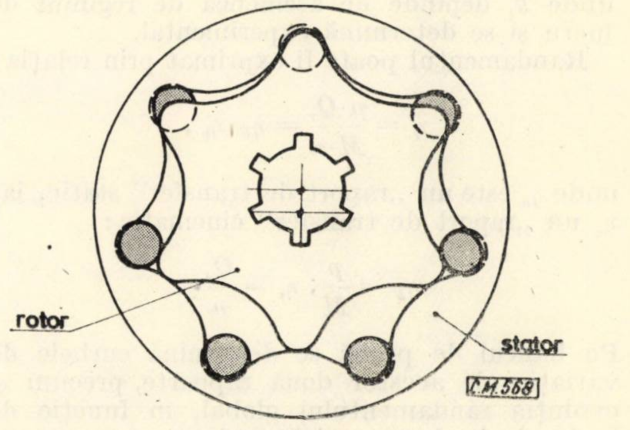


Fig. 9

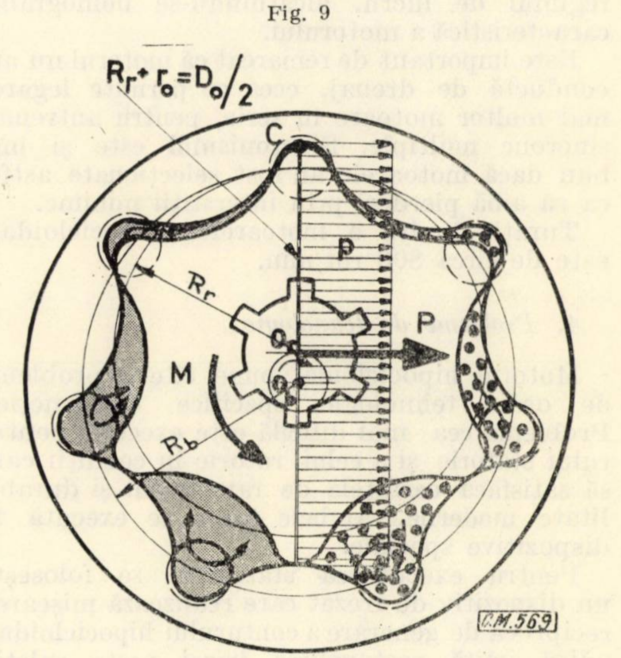


Fig. 10

de lucru au parcurs un ciclu complet şi au consumat o cantitate de :

$$Q' = 6 \cdot q_0$$

de ulei, în timp ce arborele de ieşire a fost învîrtit cu un unghi de :

$$\alpha' = \frac{2 \cdot \pi}{7} \text{ rad.}$$

Rezultă că, pentru o rotaţie completă a arborelui, se consumă :

$$Q'_1 = 7 \cdot 6 \cdot q_0 = 42 \cdot q_0$$

şi deci debitul necesar, teoretic, pentru o anumită turaţie este :

$$Q_t = 42 \cdot q_0 \cdot n.$$

Debitul real este diferit de valoarea de mai sus din cauza pierderilor prin interstiţii :

$$Q_r = Q_t \cdot k_i ,$$

unde k_i depinde de asemenea de regimul de lucru şi se determină experimental.

Randamentul poate fi exprimat prin relaţia :

$$\eta = \frac{p \cdot Q_r}{M \cdot n} = \eta_F \cdot \eta_v ,$$

unde η_F este un ,,raport de transfer'' static, iar η_v un ,,raport de transfer'' cinematic :

$$\eta_F = \frac{p}{M} ; \; \eta_v = \frac{Q_r}{n} .$$

Pe bancul de probă se determină curbele de variaţie ale acestor două rapoarte, precum şi evoluţia randamentului global, în funcţie de regimul de lucru, alcătuindu-se nomograma caracteristică a motorului.

Este important de remarcat că motorul nu are conductă de drenaj, ceea ce permite legarea mai multor motoare în serie, pentru antrenări sincrone multiple. Sincronismul este şi mai bun dacă motoarele au fost selecţionate astfel ca să aibă pierderi prin interstiţii minime.

Turaţia limită a motoarelor hipocicloidale este de circa 800 rot/min.

4. *Probleme de tehnologie*

Motorul hipocicloidal pune cîteva probleme de ordin tehnologic, specifice construcţiei. Problema cea mai dificilă este execuţia conturului statoric şi a celui rotoric în condiţii care să satisfacă cerinţele de randament şi durabilitate moderne. Ambele piese se execută în dispozitive speciale.

Pentru executarea statorului se foloseşte un dispozitiv de frezat care realizează mişcarea reciprocă de generare a conturului hipocicloidal, adică imită rostogolirea bazei peste ruletă. În acelaşi timp, o freză deget cu diametrul $2r$ materializează cercul r (fig. 5). Freza este poziţionată exact la distanţa de $d_r/2$ de la centrul ruletei.

Rotorul se realizează într-un alt dispozitiv care generează, prin mişcarea lui, conturul format din arce de cerc. Acest contur se mai poate realiza prin strunjire de copiere radială (respectiv rectificare de copiere radială) asemănător cu procedeul de detalonare, şablonul putînd fi confecţionat pe o maşină de frezat şabloane (de exemplu de tipul ,,Studer''). Condiţia esenţială a procedeului este ca să fie garantată cota d_r, iar dispersia în prelucrare să se manifeste numai la valoarea lui r, astfel încît să se poată efectua o sortare optimă cu statorul pentru asigurarea unui joc radial minim. Piesele împerecheate prin sortare se rectifică plan-paralel împreună.

Atît conturul rotorului, cît şi canalele-ramificaţii de pe distribuitorul rotativ se prelucrează prin poziţionare faţă de canelurile interioare realizate în prealabil, garantîndu-se astfel poziţia unghiulară corectă a distribuitorului faţă de rotor.

Alezajul corpului se honuieşte, iar ferestrele ovale din alezaj se frezează cu un dispozitiv special cu freză-deget scurtă la 90°, pe masa circulară.

Pentru mărirea durabilităţii statorului, i se poate aplica un tratament termochimic superficial, iar rotorul poate fi supus unei cromări dure.

5. *Comparaţii, performanţe, economicitate*

Pentru comparaţie se consideră un motor cu roţi dinţate cu următorii parametri :

$$Z = 25 ; \quad \xi = 0{,}5 ; \quad b = 22 \text{ mm.}$$

La o presiune a uleiului de 70 kgf/cm^2, acest motor furnizează un cuplu de circa 6,5 kgfm; el are un gabarit în sens radial de aproximativ 110×200 mm şi ocupă un volum de circa 1600 cm^3.

Un motor hipocicloidal cu gabaritele de Ø 90×220 mm, ocupînd deci un volum de circa 1400 cm^3, furnizează la aceeaşi presiune a uleiului un cuplu de aproximativ 25,3 kgfm, deci de 3,85 ori mai mult.

Consumul de ulei pentru o rotaţie este de circa 59,8 cm^3 în cazul motorului cu roţi dinţate admis mai sus şi de aproximativ 232 cm^3 în cazul motorului hipocicloidal comparat. Pentru un debit de ulei de 50 l/min rezultă turaţiile :

$$n_{r.d.} = \frac{50\,000}{59{,}8} = 836 \text{ rot/min;}$$

$$n_h = \frac{50\,000}{232} = 215 \text{ rot/min.}$$

Se pot trage următoarele concluzii :

a) Motorul hipocicloidal nu se pretează la regimuri de presiuni înalte (peste 100 kgf/cm^2) deoarece presiunea specifică în zonele de contact liniar dintre rotor şi stator depăşeşte limita admisă.

b) Motorul hipocicloidal furnizează un cuplu de circa 3,8 ori mai mare, la o turaţie de tot atîtea ori mai mică, decît un motor cu roţi dinţate în evolventă, de gabarit şi putere comparabile.

c) În consecinţă, acolo unde se lucrează în domeniul antrenărilor de presiune relativ mai joasă (sub 100 kgf/cm^2) şi se tinde spre un cuplu cît mai mare la o turaţie cît mai mică (în limita aceleiaşi puteri), utilizarea motorului hipocicloidal este soluţia cea mai ieftină, date fiind simplitatea constructivă şi numărul redus de piese în mişcare.

Asemenea deziderate se întîlnesc destul de des, turaţia de ieşire joasă făcînd inutilă utilizarea unui angrenaj reductor. De aceea, producerea în ţară a acestui tip de motor ar întregi în mod fericit gama aparatajului hidraulic disponibil.

CZ 331.015.11:65.015.11

Ergonomia şi aplicaţiile ei în industrie

Ing. Ionel CHIRIŢĂ – I.I. Prodcomplex-Tg. Mureş

Activitatea de cercetare ştiinţifică, care pînă în secolul al XIX avea un rol limitat, a căpătat în secolul al XX-lea o foarte mare importanţă, aşa încît nu mai poate fi concepută o activitate umană productivă fără să i se acorde acesteia locul cuvenit.

În acest context al dezvoltării continue a ştiinţei şi tehnicii s-a pus problema organizării ştiinţifice a producţiei. Omul a început să fie din ce în ce mai mult văzut în arhitectura organizării. Evident este faptul că ,,din totdeauna omul a vrut să producă mai mult, mai bine, cu mai puţin efort şi, chiar dacă nu a reuşit întotdeauna, progresul a fost continuu. Nici mîna singură, nici intelectul lăsat la voia lui nu pot prea mult'' spunea Francis Bacon. Omul, acest izvor nesecat de energie creatoare, şi-a făurit instrumentele care să-i sporească randamentul : mecanica, rezistenţa materialelor, fizica, chimia, termodinamica, electricitatea şi magnetismul, biologia, medicina, construcţia de maşini şi metalurgia, ştiinţele sociale, pedagogia, protecţia muncii şi tehnica securităţii etc. Ergonomia reprezintă şi ea un instrument din acest arsenal. Termenul este alcătuit din cuvintele greceşti ,,ergon'' — muncă şi ,,nomos'' — lege, descriere.

Mai mulţi savanţi au încercat să definească preocupările acestei ştiinţe.

Astfel :

— prof. dr. B. Metz, de la Universitatea din Strasbourg (Franţa), ,,ergonomia este ansamblul integrat de ştiinţe susceptibile să ne furnizeze cunoştinţe asupra muncii umane, necesare adaptării raţionale a omului la muncă şi a muncii la om''.

— K. F. H. Murell, de la Welsh College advanced technology din Cardiff (Anglia), ,,ergonomia este definită ca studiul ştiinţific al relaţiei dintre om şi mediul său de muncă ; în acest sens, mediul include nu numai mediul înconjurător în care lucrează, dar şi sculele şi materialele, metodele sale, fie ca individ, fie ca membru al unui colectiv de muncă. Toate acestea sînt corelate cu natura însăşi a omului, cu abilitatea, capacitatea şi limitele sale'' etc.

— Ergonomia este locul de întîlnire al preocupărilor comune tuturor celor care, sub diverse titluri, se interesează de munca umană. Această definiţie a noii ştiinţe a fost dată de prof. Gunther Lehmann de la Max Plank — Institut, la al doilea Congres internaţional de ergonomie care s-a ţinut la Dortmund între 23 şi 26 decembrie 1964 ceea ce a determinat pe savanţi să numească ergonomia o ştiinţă ,,federalistă''.

Această ştiinţă s-a născut ca urmare a extinderii mecanizării şi automatizării, deci în condiţiile în care munca umană în procesul de producţie a devenit mai complexă.

La sfîrşitul secolului al XIX-lea, studiul muncii a început să se contureze ca o nouă ştiinţă. Ea devine o împletire între ,,studiul metodelor de muncă'' şi ,,măsurarea muncii''.

Preocupările pentru creşterea productivităţii muncii s-au axat şi pe utilizarea integrală a potenţialului forţei de muncă în timpul zilei de lucru. A apărut apoi necesitatea corelării metodelor de lucru, a duratei şi condiţiilor ei cu posibilităţile omului, cu aptitudinile sale fizice şi intelectuale, care conturează ansamblul capacităţilor sale. Deci a fost necesar ca studiul muncii să facă apel la cunoştinţe de ordin fiziologic, psihologic, sociologic. În ultimele două decenii, aceste cunoştiinţe sînt sistematizate într-o disciplină care a căpătat denumirea de ergonomie.

Ergonomia începe să fie considerată ca o ştiinţă din anul 1947, data cînd K.F.H. Murell, şeful laboratorului de psihologie aplicată al Universităţii din Bristol, chemat să avizeze adaptarea echipamentului militar al marinei Marii Britanii, îşi declină competenţa arătînd că acest echipament trebuie să întrunească mai multe calităţi : să fie rezistent, comod în mişcări, să aibă dimensiuni convenabile, să fie igienic, uşor de întreţinut, să protejeze corpul de pierderile de căldură din timpul iernii, să fie în acelaşi timp estetic şi să se poarte cu plăcere, deci pentru a putea omologa echipamentul era necesar un grup de specialişti: tehnicieni, medici fiziologi, antropologi, psihologi, sociologi etc.

La nivelul anului 1967 circa 1300 de specialişti din diferite ţări se ocupau de problemele cercetării ergonomice fundamentale. În unele ţări, majoritatea specialiştilor au ca formaţie profesională psihologia (S.U.A.), în alte ţări medicina, psihologia şi tehnica (Anglia), iar în Franţa fiziologia şi medicina muncii.

În 1958 a fost înfiinţată revista Ergonomics. În anul 1961 se constituie la Stockholm, Asociaţia internaţională de ergonomie (I.E.A.) care coordonează şi unifică rezultatele cercetărilor ergonomice, din ce în ce mai răspîndite.

Încă la sfîrşitul secolului al XIX-lea şi la începutul secolului al XX-lea, în condiţiile producţiei care se perfecţiona din ce în ce mai mult, a fost necesar să se facă studii asupra muncii depuse de oameni încadraţi la diferite nivele, pe baza cărora să se poată raţionaliza timpul de lucru. În acest sens au apărut metode de organizare (celebra metodă Taylor) şi cercetări psihotehnice de orientare şi selecţie profesională a muncitorilor.

Ca urmare a introducerii mecanizării şi automatizării, s-a accentuat ritmul de muncă în condiţiile efectuării unor operaţii foarte simple (în cadrul producţiei de serie mare şi de masă unde specializarea pe operaţii este foarte mult adîncită) ; devenise necesară cunoaşterea unor caracteristici psihice ale muncitorilor, care să corespundă cu cerinţele maşinii.

De problemele ergonomice s-au ocupat foarte mulţi oameni de ştiinţă şi în ultimul timp ele a căpătat o largă extindere. Societăţile ergonomice înfiinţate în Anglia şi Franţa, periodicile ,,Ergonomics", ,,Human factors", ,,Le travail humain", lucrările lui H. Lomov, P.J. Panov, N. Leontiev, B. Grandjean, Cristenser, J. R. De Jong, J. Scherrer, A. Wisner, B. Metz, J. Faverge, K.F.H. Murell, A. Chapenis, W. Rohmert, H. Monod, H.G. Maule, A.T. Welford, B. Shackel, W. Floyd, E. Asmussen, M. Morgan, J. Leplat etc. au pus bazele acestei ştiinţe.

În ţară la noi se face simţită tot mai mult necesitatea creării unei organizaţii centrale de ergonomie, deoarece pînă în prezent se ocupă în mod spontan Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii, Institutul de expertiză şi recuperare a capacităţii de muncă, Institutul de fiziologie normală şi patologică — catedra de psihologie şi sociologie, unele uzine ca Tractorul şi Uzina autocamioane-Braşov. Aplicaţiile ergonomiei în ţară la noi s-au orientat atît în sectorul de fabricaţie cît şi pe produsul de realizat.

Adaptarea omului la maşină. Productivitatea muncii văzută prin prisma ergonomiei. O condiţie esenţială pentru a crea o eficienţă şi o securitate deosebită a muncii, indiferent de gradul de mecanizare şi automatizare, constă în adaptarea reciprocă optimă a omului şi a muncii sale, adaptarea omului la maşină sau — în mod general — la munca sa (mijloacele şi metodele de muncă, locul de muncă etc.) şi a maşinii la om (fig. 1 şi fig. 2) [15].

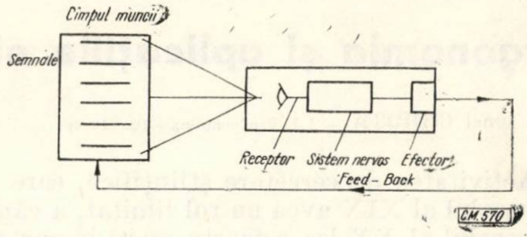


Fig. 1. Schema sistemului muncii manuale.

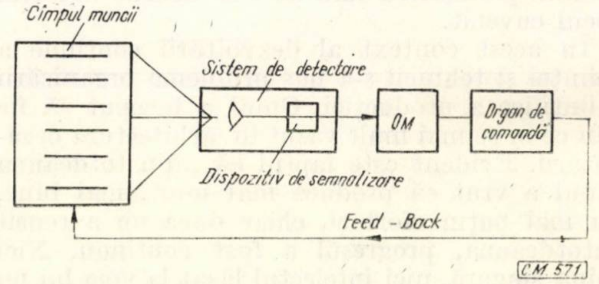


Fig. 2. Schema sistemului om-maşină în producţia semiautomatizată.

Oamenii de ştiinţă francezi—J.M. Faverge, J. Leplat, B. Guignot în lucrarea ,,L'adaptation de la machine à l'homme", publicată în 1958 la Paris — consideră că cea mai bună adaptare a omului şi a muncii trebuie căutată în două moduri complementare : — alegînd omul şi formîndu-l, selecţia, orientarea şi formarea profesională fiind mijloace esenţiale pentru adaptarea omului la munca sa, — organizînd munca în scopul de a o adapta mai bine la om. Adaptarea aceasta reciprocă a fost întotdeauna necesară, însă ea s-a desfăşurat în mod empiric.

Ergonomia caută să cerceteze în mod mai ştiinţific ansamblul total al muncii, care cuprinde omul, maşina, structura mediului de lucru. Studiind productivitatea muncii prin prisma ergonomiei se poate urmări mărirea randamentului prin mijloace complexe care să ducă la creşterea productivităţii muncii; astfel, cu o cantitate mai mică de muncă să se producă o cantitate mai mare de valori de întrebuinţare. În scopul măririi productivităţii muncii, ergonomia preconizează o adaptare reciprocă atît a omului la maşină cît şi o adaptare a maşinii, a fluxului teh̦nologic şi a organizării mediului de lucru la capacităţile lucrative şi la necesităţile muncitorului. Se urmăreşte mărirea randamentului, a productivităţii muncii, prin găsirea mijloacelor optime de apărare şi menţinere a capacităţii de muncă.

Pentru realizarea acestor premise ergonomice de creştere a productivităţii muncii, astfel ca maşina folosită în procesul de producţie să înceteze de a mai fi o cauză de accidente, boli profesionale, oboseală sau productivitate scăzută, este necesar ca:

— dimensiunile şi comenzile maşinilor să ţină seamă de proporţiile fiziologice ale muncitorului;

— organele de comandă să fie studiate în funcţie de efortul fizic pe care îl necesită manipularea lor (să nu deformeze mîna muncitorilor şi să fie amplasate la o distanţă comodă de mînă);

— toate elementele de control optic — cadrane, becuri de control, indicatoare — să fie vizibile şi uşor de citit;

— maşina să nu producă zgomot şi vibraţii, să nu degajeze praf, emanaţii de gaze, să nu expună muncitorul la căldură, frig sau radiaţii;

— maşina să fie înzestrată cu toate dispozitivele de securitate necesate.

Aceste aspecte trebuie realizate ţinînd seamă şi de estetica industrială, adică concepţia generală a aspectului să sublinieze destinaţia funcţională a maşinii.

De o importanţă deosebită în acest sens sînt ,,regulile economiei de mişcări,, stabilite de V. Ralph şi M. Barnes.

Economia de mişcări în folosirea corpului:

— începerea şi terminarea simultană a mişcărilor pentru ambele mîini;

— mîinile nu trebuie să rămînă inactive în acelaşi timp, decît în timpul repausului;

— mişcările braţelor trebuie să fie simetrice şi simultane;

— mişcările necesare trebuie să pună în acţiune cele mai mici mase musculare;

— mişcările continue sînt preferabile celor în zigzag, întrerupte sau cu unghiuri ascuţite;

— forţa vie trebuie să fie folosită pentru a ajuta mişcările executantului şi ea trebuie solicitată la minimum dacă mişcarea este controlată;

— mişcările ,,balistice'' sînt mai rapide, mai uşoare şi mai precise decît mişcările supuse controlului;

— dobîndirea unui ritm este esenţială pentru executarea uşoară şi automată a muncii.

Reguli privind amenajarea locurilor de muncă:

— toate mijloacele de muncă trebuie să aibă un loc fix şi definit;

— materialele, sculele şi verificatoarele trebuie să fie aşezate cît mai aproape posibil şi cît mai în faţa operatorului;

— sculele şi materialele trebuie să fie dispuse astfel încît să permită cea mai bună succesiune a mişcărilor;

— cutiile şi recipientele de alimentare prin gravitaţie trebuie să aprovizioneze executantul foarte aproape de locul de folosinţă;

— trebuie folosită gravitaţia pentru evacuare, sub formă de tobogane, transportoare cu rulouri, planuri înclinate etc.;

— fiecărui muncitor trebuie să i se asigure cele mai bune condiţii de iluminare;

— înălţimea suprafeţei de lucru şi scaunul trebuie să permită muncitorului să lucreze în picioare sau aşezat;

— modelul scaunului trebuie să permită o poziţie bună fiecărui muncitor.

Reguli pentru economia de mişcări în conceperea sculelor, aparatelor şi utilajelor:

— mîinile trebuie să fie degrevate de lucrările care pot fi făcute mai avantajos printr-un dispozitiv, un fixator sau un dispozitiv de picior;

— sculele trebuie combinate de fiecare dată cînd este posibil;

— sculele trebuie prepoziţionate pe cît posibil;

— cînd fiecare deget îndeplineşte o mişcare separată, sarcina fiecărui deget trebuie să fie repartizată în funcţie de proprietăţile acestuia;

— mînerele trebuie să permită o cît mai mare suprafaţă de contact;

— pîrghiile, manivelele şi volantele trebuie să permită manevrarea fără o schimbare importantă a poziţiei şi cu un randament mecanic maxim.

Deci aspectele estetice, psih̦ologice, trebuie să se completeze reciproc. Prin îmbinarea acestor aspecte se poate ajunge să se definească caracteristicile teh̦nice şi raportul care leagă maşina de om. Proiectantul trebuie să ţină seamă de următoarea ierarh̦ie în munca sa: protecţia împotriva accidentelor, adaptarea fiziologică, estetica industrială.

Fiziologia muncii. Aceasta este ramura fiziologiei care studiază fenomenele fiziologice din organismul uman legate de procesul de muncă şi de condiţiile mediului în care are loc acest proces.

În principal, fiziologia muncii se ocupă de activitatea musculară, adaptarea aparatului respirator în timpul muncii, adaptarea aparatului cardio-vascular, comportarea aparatului digestiv, procesele de excreţie, sistemul endocrin în efortul fizic şi intelectual. Capacitatea de muncă, de asemenea se ocupă de ritmul de muncă, de procesele de muncă automatizate, munca în schimburi, oboseala în industrie.

Tabela 1

Modul de realizare a unor obiective prin utilizarea culorilor

Obiectul	Condiții suplimentare	Modul de obținere
Ambianța generală plăcută	Trebuie să fie deschisă și veselă	Pereții în culori deschise calde: bej, ocru, galben deschis etc.; mașinile în culori armonizate cu ale pereților; vernil sau albastru deschis
Ambianța generală plăcută	Trebuie să favorizeze iluminatul general și să asigure o uniformitate a iluminării	Tavanul în culori care au factorul de reflexie 80 %; pereții laterali în culori care au factorul de reflexie 70 %
Contraste de ambianțe	Utilajele trebuie să contrasteze cu pereții	Pereții în culori deschise: galben deschis, crem, bej,; utilajele în culori reci: vernil, albastru deschis, albastru vernil
Contrast al piesei de prelucrat cu fondul	Vizibilitate optimă și oboseală minimă	Utilizarea culorilor cu factori de reflexie mari și evitarea fondului gri, mai ales acolo unde se prelucrează oțel și aluminiu

Desigur că o deosebită importanță pentru activitatea întreprinderilor o are capacitatea de muncă; aceasta trebuie înțeleasă ca totalul posibilităților de a efectua o cantitate maximă de muncă, în condiții normale din punct de vedere social.

Factorii care determină capacitatea de muncă sînt factori fiziologici, factori psihologici, factorii mediului de muncă și social-economici: factorii fiziologici—starea de sănătate, alimentația, constituția morfofuncțională, exercițiul și antrenamentul, sexul și vîrsta; factorii psihologici — aptitudinile de muncă, interesul, voința și aptitudinea față de muncă; factorii mediului de muncă și social-economici — factorii de microclimat, agenții fizici și chimici (iluminat, zgomot, trepidații, radiații, pulberi etc.), nivelul profesional și cultural, organizarea timpului liber, organizarea concediului de odihnă, relații umane.

Psihologia muncii industriale. Psihologia muncii industriale s-a dezvoltat în trei direcții: selecția și orientarea profesională, apărută în primul deceniu al secolului nostru, o dată cu psihologia diferențială; raționalizarea muncii și psihologia inginerească (strîns legate de progresele psihologiei experimentale care se constituie în a doua jumătate a secolului trecut); psihologia relațiilor interumane în muncă, legată de psihologia personalității și psihologia socială. Psihologia muncii aplică metodele psihologiei experimentale în studiul comportamentului în muncă și datele din unele tratate de psihologia muncii industriale.

Psihologia muncii industriale are foarte multe legături cu ergonomia. În continuare se vor enunța principalele preocupări ale psihologiei muncii din care reiese clar legătura cu ergonomia. Astfel, psihologia muncii se ocupă de: omul ca subiect al muncii, sistemul om-mașină, caracterul creator al muncii, rolul colectivului la diferite nivele ale muncii, raționalizarea muncii, selecția și orientarea profesională, analiza psihologică a procesului de muncă, activitatea de recepție, activitatea intelectuală în procesul muncii, prelucrarea informațiilor, decizia, activitatea de răspuns, solicitarea omului în muncă și variațiile capacității de muncă, amenajarea locului de muncă (pozițiile de muncă, datele antropometrice, scaunele muncii, înălțimea planului de lucru, zonele de muncă, aranjarea locului de muncă), influența mediului fizic asupra activității muncitorului (condițiile atmosferice, ambianța luminoasă, ambianța sonoră) (tab. 1, 2, 3).

Un subcapitol al psihologiei muncii industriale se ocupă de psihologia socială industrială care tratează: selecția și pregătirea, constituirea colectivelor de muncă, echipa de muncă, compoziția echipelor de muncă, psihologia organizării, coordonarea și unificarea, stratificarea ierarhică, stratificarea funcțională, armonizarea și integrarea, funcționarea, conducerea, decizia, comunicarea, interacțiunea, participația și motivația, eficiența, supravegherea, controlul.

Rolul opiniei publice are un rol deosebit în psihologia și sociologia muncii industriale. Aceasta are o importanță deosebită atunci cînd se studiază formarea opiniei publice, metodica de cercetare a opiniei publice etc.

De un deosebit interes se bucură acea latură psihologică a relațiilor publice ale întreprinderii. Astfel, se studiază psihologia consumului, cercetarea pieței, publicitatea, propaganda, reclama produselor atît pe plan intern cît și extern.

Tabela 2

Nuanţe de culori recomandate pentru vopsirea maşinilor

Nuanţa de culoare	Domeniile de aplicare	Exemple
Verde ca mazărea	Suprafeţele principale vizibile nefinisate ale maşinilor-unelte	Patul, mese de lucru, suporturile, păpuşile mobile, păpuşile fixe, capacele, pîrghiile de manevrare etc.
Roşu castaniu	Marcarea locurilor de ungere	Capacele dopurilor de ungere ale gresoarelor etc.
Roşu carmin	Marcarea protecţiei	Butoanele de deconectare, fulgerele de avertizare pentru marcarea instalaţiilor electrice, săgeţi care indică sensul de rotaţie, mînerele pîrghiilor principale de oprire
Portocaliu de avertizare	Marcarea de avertizare şi de atragere a atenţiei asupra unui pericol	Părţile mobile, în special cele periculoase ale maşinilor, ca de exemplu marginile ciocanului preselor foarfecelor mecanice etc., suprafeţele interioare ale capacelor discurilor de polizor, apărătoarelor, roţilor de cursă ale cutiilor pentru echipamentul electric, precum şi interioarele tuturor aparatelor demontabile care nu vin în contact cu ulei ; seriile de roţi dinţate de schimb
Cenuşiu deschis	Straturile de vopsea de protecţie care trebuie să reziste la uleiuri şi temperatură	Interiorul vopsit al cutiilor de viteză
Negru	Piese de comandă din material plastic	Bilele pîrghiilor de manevrare manuală, comutatoare, butoane etc.

Tabela 3

Culorile convenţionale folosite pentru conducte, în desenul de execuţie a instalaţiilor

Destinaţia conductei	Culoarea convenţională
a) *Încălzire centrală cu apă caldă*	
Conductă de ducere cu apă caldă	Roşu cărămiziu
Conductă de întoarcere cu apă caldă	Albastru
Conductă de aerisire	Cafeniu
b) *Încălzire centrală cu abur*	
Conductă de abur	Portocaliu
Conductă de condensat	Verde închis
Conductă de aerisire	Cafeniu
c) *Instalaţii de ventilaţie şi aer condiţionat*	
Canal pentru aer proaspăt, curat, rece	Verde închis
Canal pentru aer cald	Roşu carmin
Canal pentru aer amestecat, cald, rece, curat	Galben
Canal pentru aer evacuat	Albastru
Canal pentru aer tratat	Roz
Canal pentru aer de circulaţie	Violet
d) *Instalaţii sanitare*	
Conductă de apă rece	Albastru
Conductă de apă caldă	Roşu
Conductă de apă caldă de circulaţie	Violet
Conductă de apă de scurgere	Negru
Conductă de apă pentru incendiu : se trasează cu o linie specială	Roşu aprins

De un deosebit interes la ora actuală se bucură acea parte a psihologiei industriale privitor la selecţia şi orientarea profesională.

În concluzie deci, ştiinţa ergonomiei după cum s-a arătat – urmăreşte să menţină un echilibru pe care specialiştii îl numesc ,,echilibru ergonomic'', care să asigure o corelaţie optimă între necesitatea păstrării integrale a capacităţii de muncă şi necesitatea unei funcţionări optime cu maximum de randament a utilajului şi care să poată fi atestat din punct de vedere ergonomic. Acest lucru, o dată realizat, se poate spune, că s-a creat o relaţie corespunzătoare între om şi maşină şi deci maşina poate fi dată în exploatare.

Într-o ţară cu o economie planificată, cu întreprinderi bine organizate, cu atît mai mult se impune existenţa unor secţii, schimburi, echipe bine organizate, însă marea bătălie trebuie dusă acolo unde se hotărăşte soarta producţiei, deci la ,,locul de muncă''. Aplicînd principiile ergonomice în munca de zi cu zi, se tinde către o organizare superioară a producţiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] Aspecte din experienţa mondială în organizarea şi conducerea întreprinderilor industriale, Bucureşti, I.C.D.T. 1967.

[2] Idem, anexe.

[3] *Bennett, E., Dogan, J., Spiegel, J.* (edit. Human factors in technology, New York, McGraw – Hill, 1963.

[4] *Bernoul, J. D.* Ştiinţa în istoria societăţii. Bucureşti Ed. politică, 1964.

[5] *Slama-Cazacu, T., Floru, R.* Atlas de psihologie. Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1968.

[6] *Chambers, E.G.* Psychology and industrial worker, Londra, 1951.

[7] *Chepeş, Gh., Drob, E., Popescu, M.* Aspecte ale integrării profesionale a muncitorilor în industria modernă. Bucureşti, Ed. politică, 1967.

[8] *Chiriţă, I.* Ergonomia în întreprinderi. În : Probleme economice, nr. 8, 1968, p. 139–141.

[9] *Chiriţă, I.* Pregătirea lăcătuşului. În : Revista învăţămîntului profesional şi tehnic, nr. 5, 1967, p. 57–58.

[10] *Chiriţă, I.* O mai bună îndrumare în organizarea cursurilor de calificare. În ; Lupta de clasă, nr. 10, 1966, p. 127–129.

[11] *Chiriţă, I., Moldovan, T.* Organizarea ştiinţifică a producţiei şi a muncii într-o întreprindere de industrie locală. În : Finanţe şi credit, nr. 10, 1967, p. 29–34.

[12] *Chiriţă, I., Sasz, T.* Aspecte din activitatea cabinetului tehnic de la I. I. Prodcomplex – Tg. Mureş. În : Invenţii şi inovaţii, nr. 8, 1967, p. 287–289.

[13] Organizarea activităţii de conducere a întreprinderilor. Nr. 8 din Biblioteca economică, Bucureşti, Ed. Academiei R.S.R.

[14] Revoluţia ştiinţifică şi tehnică contemporană, Bucureşti. Ed. politică, 1967.

[15] *Faverge, J.M., Leplat, Guignet, B.* L'adaptation de la machine à l'homme. Paris, P.U.F., 1958.

[16] *Grigorescu, C.* şi col. Utilizarea forţei de muncă. Nr. 6 din Biblioteca oeconomică, Bucureşti, Ed. Academiei, R.S.R.

[17] *Klaus, G.* Cibernetica şi societatea. Bucureşti, Ed. politică, 1966.

[18] *Lomov, B. P.* Ciolovek i tehnika. Leningrad, 1963.

[19] *Meser, C.A.* Metode de anchetă în investigarea fenomenelor sociale. Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1967.

[20] *Moţoc, D.* şi col. Manualul inginerului din industria alimentară. Bucureşti, Ed. tehnică, 1968.

[21] *Nicolau, E.* Ergonomia – ştiinţa complexă a muncii – cu largă aplicabilitate în industria alimentară. În : Industria alimentară, nr. 7, 1968, p. 345–347.

[22] *Pacard, S.* La sélection profesionnelle, Paris, P.U.F., 1959.

[23] *Roşca, Al.* Cercetări asupra flexibilităţii gîndirii. În : Progresele ştiinţei, 1968, II.5.

[24] *Ionescu, I., Teiuşan* şi col. Din istoria pedagogiei româneşti, Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1966.

CZ 621.791.75:629.114.5

Introducerea sudării automate la puntea motoare spate a autocamioanelor

Ing. Valeriu DOBOŞAN – Uzina de autocamioane – Braşov
Tehn. Nicolae CAŞCAVAL – Uzina de autocamioane – Braşov

În cele ce urmează se arată lucrările executate în vederea aplicării sudării automate sub flux şi în mediu de CO_2 la puntea spate a autocamioanelor de 3 şi 5 t executate la Uzina de autocamioane-Braşov, impuse fiind de creşterea producţiei, de îmbunătăţirea calităţii şi de uniformizarea ei, paralel cu îmbunătăţirea condiţiilor de lucru cu economiile de materiale şi de manoperă. Introducerea sudării automate însă a fost condiţionată de încercări laborioase, date fiind importanţa ansamblului în exploatarea autocamioanelor şi sudabilitatea limitată a materialelor utilizate.

În figura 1, *a* şi *c* sînt date formele celor două tipuri de punţi pentru autocamioanele de 5, respectiv 3 t. Carcasa diferenţialului este turnată din OT 45. În manşoanele ei se presează cele două ansamble de „ţeavă semiax". Ţeava din OLT 65 STAS 2881–61 (0,40 – 0,50 %C, 0,60 – 0,90 %Mn) are sudate : flanşa discului de frînă (OLC 35) şi suporţii arcului (OT 45).

Carcasa de la autocamioanele de 5 t este închisă în partea din spate cu un capac semisferic (OL 38) din tablă de 3,5 mm grosime, prins cu şuruburi. Carcasa autocamioanelor de 3 t este din două bucăţi.

Datorită conţinutului ridicat de carbon al ţevii, toate cusăturile sudate se realizau, înainte de introducerea sudării automate, manual, cu electrozi bazici. Spre deosebire de cusătura de colţ a flanşei şi a suporţilor de arc, îmbinarea dintre ţeavă şi manşon se realiza prin sudare în opt găuri de 16 mm diametru dispuse pe periferia manşonului pe două rînduri şi decalate între ele.

Deşi din punctul de vedere al rezistenţei, toate îmbinările realizate în condiţiile de mai sus s-au comportat satisfăcător în exploatare, productivitatea operaţiei şi aspectul îmbinărilor realizate manual, în special cele de la flanşă, nu erau corespunzătoare. Probleme deosebite însă prezintă sudarea în găuri, la care curăţarea zgurei era deosebit de dificilă, iar operaţia de găurire necesită un volum mare de manoperă. Una dintre deficienţele cele mai importante ale îmbinării au fost scurgerile de ulei prin interstiţiul rămas pe distanţa dintre găuri. Sudarea în găuri deforma ţeava şi manşonul.

Tot scurgerile de ulei (datorite îmbinării cu şuruburi a capacului cu carcasa diferenţialului) au pus şi problema înlocuirii sistemului, prin sudare. Acest sistem constructiv apare tot mai frecvent şi la alte modele de autocamioane străine.

Datorită lungimii reduse a cusăturilor de la suporţii de arc (95 mm), folosirea sudării sub flux a apărut ca neraţională. Unele încercări de realizare a îmbinării pe cale semiautomată în mediu de CO_2 nu au dat rezultate, apărînd o fisurare puternică. Prin faptul că ele nu reprezentau o pondere importantă în manopera de sudare, ideea realizării lor pe cale automată a fost în final abandonată.

Prima îmbinare atacată, datorită condiţiilor mai favorabile, atît ale solicitărilor (fig. 1, *b*) cît şi ale materialului, a fost cea a flanşei.

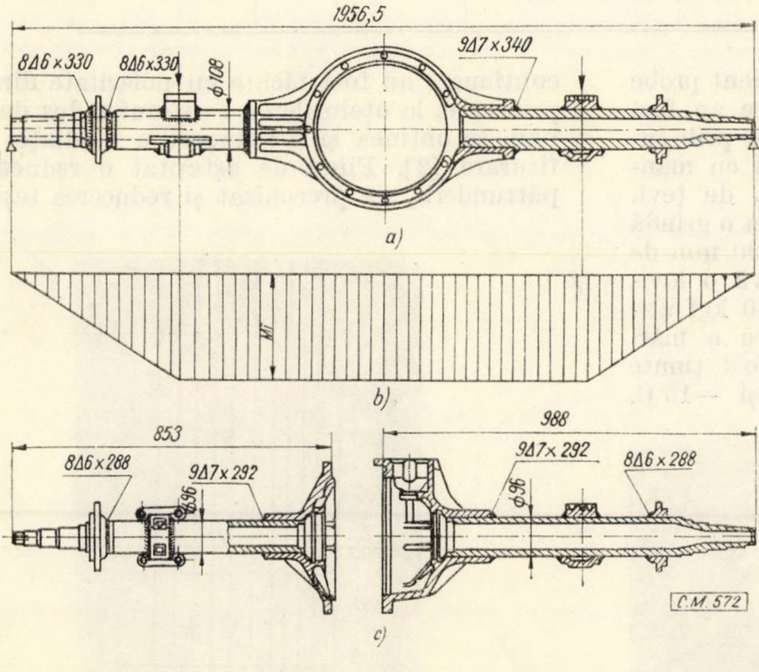


Fig. 1

Se vor prezenta în continuare numai încercările efectuate în etapa a doua, pentru îmbinarea dintre carcasa diferenţialului şi semiaxă, care a prezentat probleme mai dificile.

Încercările efectuate în vederea introducerii sudării sub flux trebuiau să demonstreze posibilitatea realizării unei cusături sănătoase, de rezistenţă corespunzătoare la oţelul cu conţinut ridicat de carbon, cu materialele existente, utilizate în mod obişnuit la acest procedeu.

Noua îmbinare dintre carcasa diferenţialului şi semiaxe, de forma unei cusături de colţ pe partea frontală a manşonului, trebuia să formeze atît îmbinarea celor două piese cît şi etanşarea.

De la început s-au ridicat obiecţii împotriva acestei îmbinări, deoarece prin depunerea cusăturii pe oţelul cu conţinut ridicat de carbon se forma un inel călit împrejurul ţevii, dispus de astădată într-o secţiune solicitată (fig. 1, *b*). Ruperea ţevii în acest loc putea provoca accidente grave în exploatarea autocamionului. La aceasta se adăuga inconstanţa compoziţiei şi gradul ridicat de impurităţi al oţelului turnat.

S-a obiectat de asemenea faptul că o cusătură inelară va produce deformaţii care, amplificate de lungimea ţevilor, ar putea avea efect nefavorabil asupra angrenării axelor planetare.

Faţă de aceste aspecte, pe lîngă rezolvarea problemelor legate de sudarea automată a acestor oţeluri, s-a impus şi o verificare cît mai amănunţită a comportării îmbinării la diferite solicitări, şi în special la oboseală, temperaturi scăzute şi şoc.

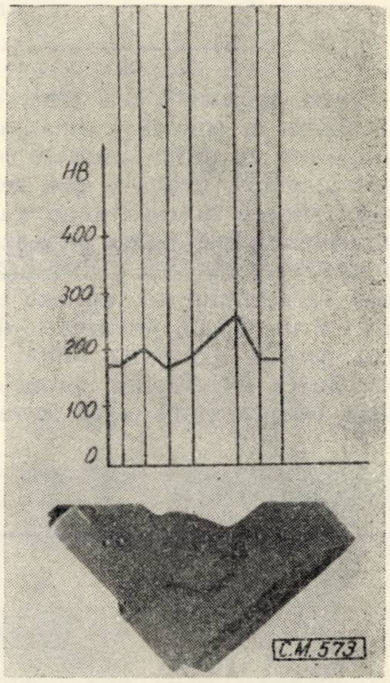


Fig. 2

Încercările de sudare s-au executat cu un automat Kjellberg utilizînd sîrmă de 2 mm diametru marca S10X, STAS 1126 — 66, şi flux THMPie 18 (din R.D.G.).

S-a lucrat cu curent continuu, aplicînd polaritatea inversă recomandată pentru sudarea sub flux (1). Prin adîncimea mare de pătrundere, caracteristică acestei polarităţi, se urmărea cuprinderea teşiturii interioare a manşonului, prevăzută pentru uşurarea presării.

Regimul de sudare a fost axat spre obţinerea unei cusături de 7 mm grosime, prevăzută în documentaţie ($I = 420$ A, $U = 38$ V, $v_{sud} = 525$ mm/min, $v_{sîrmă} = 5{,}20$ m/min).

În figura 2 se arată aspectul macro şi variaţia durităţilor unei cusături obţinute cu polaritate inversă. Se constată că nu s-a reuşit anularea teşiturii. Zgura se curăţa greu fiind ancorată în crestăturile marginale. Cusătura se prezintă bombată fără o racordare lină înspre materialul de bază. La multe probe au apărut fisuri, în special cînd cusătura era mai subţire.

Structura metalografică a îmbinării este dată în tabela 1.

Tabela 1

Materialul depus	Zona influenţată termic		Materialul de bază	
	spre OLT 65	spre OT 45	spre OLT 65	OT 45
Cristale columnare cu structură perlito-feritică şi orientare Widmannstäten	trostită — sorbită gr. 3—4 lăţime 1,4 mm total : 2,5 mm	perlită — sorbită gr. 4—5 lăţime 1,1 mm total : 3 mm	perlită şi ferită gr.8	perlită şi ferită gr.8

Pentru aprecierea rezistenţei s-au făcut probe de rupere la solicitări dinamice, care au fost comparate cu probe similare realizate prin sudare în găuri. Proba a fost realizată cu manşoane sudate în cele două variante, de ţevi. Ansamblul a fost aşezat pe reazeme, ca o grindă simplu rezemată. La o distanţă de 120 mm de buza manşonului s-a aplicat pe ţeavă o lovitură cu un ciocan pneumatic de 1 000 kgf utilizat pentru spargerea fontei. Pentru a mări severitatea încercărilor, probele au fost ţinute peste noapte afară (ger între −8 şi −15°C.

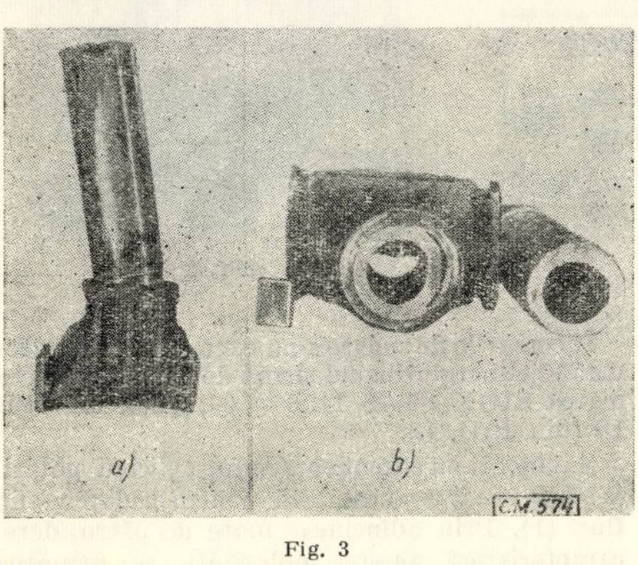


Fig. 3

În figura 3, *a*, *b* sînt arătate două dintre aceste probe. Îmbinarea din figura 3, *a* este realizată prin sudare în găuri, iar cea din figura 3, *b*, prin sudare automată cu polaritate inversă. Probele sudate în găuri s-au deformat în dreptul locului de aplicare a loviturii. La îmbinare, pe lîngă deformarea ţevii, s-a deformat mult şi manşonul (căscarea alezajului).

O rupere cu totul diferită a apărut la probele sudate prin cordon circular. La toate, ruperea a pornit din zona influenţată termic a ţevii. Lipsa deformaţiilor a indicat o rupere fragilă. Pătrunderea pînă aproape la jumătate din grosimea ţevii (fig. 2) explică această rupere.

Faţă de rezultatele deţinute, sudarea cu polaritate inversă a fost abandonată. Probele în continuare au fost făcute cu polaritate directă, prin care, la oţelurile cu conţinut redus de carbon, se obţinea şi o reducere a tendinţei spre fisurare [2]. Fiind de aşteptat o reducere a pătrunderii, s-a preconizat şi reducerea teşiturii de uşurare a presării şi trecerea ei pe partea frontală a ţevii.

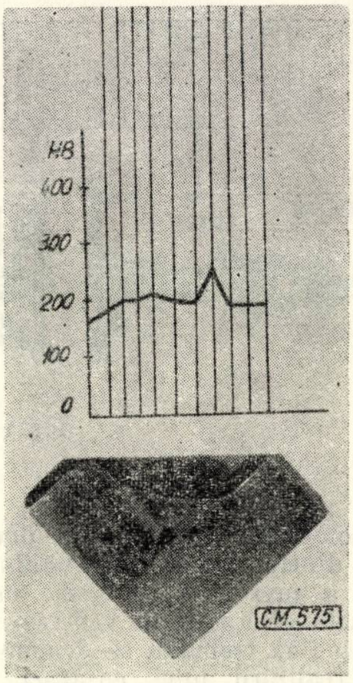


Fig. 4

În figura 4 se arată aspectul macro şi variaţia durităţilor la o cusătură realizată cu acelaşi regim ca mai sus, însă cu polaritate directă. Pătrunderea este mică şi ZIT se menţine apropiată de suprafaţa ţevii. Cusătura prezintă o bună racordare, atît la ţeavă cît şi la manşon. Zgura a fost uşor de îndepărtat. Deosebit de important a fost faptul că n-au mai apărut fisuri. Se constată însă o ridicare a durităţilor explicată prin răcirea mai rapidă a băii.

Analiza metalografică a indicat structurile din tabela 2. Apariţia în ZIT a structurii de călire justifică microdurităţile între 321 şi 363 HB obţinute. La încercările de eliminare a acestor structuri, rezultate bune s-au obţinut numai prin preîncălzire. Procedeul însă nu a putut fi aplicat în condiţiile fabricaţiei de serie. În final, negăsindu-se altă soluţie, această structură şi durităţile respective au fost acceptate. Ea permitea obţinerea de cusături fără fisuri, o racordare bună la materialul de bază şi o uşoară curăţare a zgurei. Ideea acceptării ei a pornit de la asemănarea cazului cu cel al axelor cementate la suprafaţă, întîlnite în practică. Rolul cusăturii, în ultimă analiză, era cel de a împiedica ieşirea semiaxei din manşon, care se prevedea a fi o solicitare apropiată de cea statică, deci posibilă de preluat deşi s-au format structuri de călire. Totuşi, soluţia trebuia bine experimentată înainte de aplicarea ei în fabricaţie. În cele ce urmează se prezintă încercările efectuate şi rezultatele obţinute.

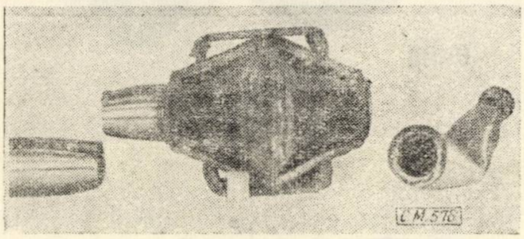


Fig. 5

În figura 5 se arată una dintre probele de lovire executată în condiţiile arătate. În această figură se poate compara aspectul sudurii realizate cu polaritate directă (stînga) cu cea realizată cu polaritate inversă (dreapta). Ruperea sudurilor executate în polaritate inversă se menţine în zona influenţată termic. La cele realizate cu polaritate directă, toate s-au rupt în afara cusăturii.

Probele de rezilienţă s-au făcut în zona influenţată termic comparativ cu materialul de bază (OLT 65). Probele au fost făcute atît la temperatură normală cît şi la temperatură joasă.

Prin faptul că singurul material avut la dispoziţie a fost cel sub formă de ţeavă, realizarea probelor şi a epruvetelor a fost dificilă. Proba a fost concepută sub forma unui manşon de 100 mm lungime, prevăzut la mijloc cu un canal semirotund şi de 5 mm adîncime. Aceste dimensiuni au rezultat din încercări ce au avut drept scop determinarea mărimii canalului ce poate fi umplut sudînd cu regimul arătat.

Tabela 2

Materialul depus	Zona influenţată termic		Materialul de bază	
	spre OLT 65	spre OLT 45	OLT 65	OT 45
Cristale columnare cu structură perlito-feritică şi orientare Widmannstäten	trostită—martensită gr. 3—4 lăţime 0,6 mm total : 2,0 mm	perlită—bainită ferită gr. 3—4 lăţime 0,7 mm total : 2mm	perlită şi ferită gr. 8	perlită şi ferită gr. 8

În tabela 3 sînt date valorile rezilienţelor obţinute la temperatură normală şi la temperaturi de — 30°C. Epruvetele 3 şi 4 (temperatură normală) sînt din materialul de bază.

Tabela 3

Nr. probă	1	2	3	4	5	6
Rezilienţa la temperatura normală KCU 15/2 kgfm/cm²	6,1	6,4	8,5	* 8,1	* 6.5	6,6
Rezilienţa la temperatura de—30°C, KCU 15/2 kgfm/cm²	6,0	3,9	8,0	4,4		

* epruvete executate din materialul de bază.

În figura 6 este arătată una dintre probele de rupere la tracţiune efectuate direct pe îmbinare. Pentru a se încadra în sarcina de rupere a maşinii de încercat (40 tf), două porţiuni diametral opuse ale cusăturii au fost îndepărtate cu dalta. Decuparea probei din ansamblu s-a făcut la o distanţă de 30 mm de cusătură. Ruperea s-a făcut prin apăsare axială pe ţeavă, manşonul fiind aşezat pe un inel masiv.

Ruperile s-au produs în cusătură. Rezistenţa medie obţinută a fost de 54,5 kgf/mm . Această valoare este mai ridicată decît cea obţinută la îmbinări pe oţeluri cu conţinut redus de carbon folosind aceleaşi materiale de adaos. Explicaţia constă în ridicarea conţinutului de carbon al băii provenit din materialul de bază.

Încercările la oboseală au avut ca scop compararea noii îmbinări cu cea veche, din punctul de vedere al solicitărilor repetate la încovoiere. Proba a fost concepută ca o grindă simplu rezemată pe care acţionează o sarcină concentrată.

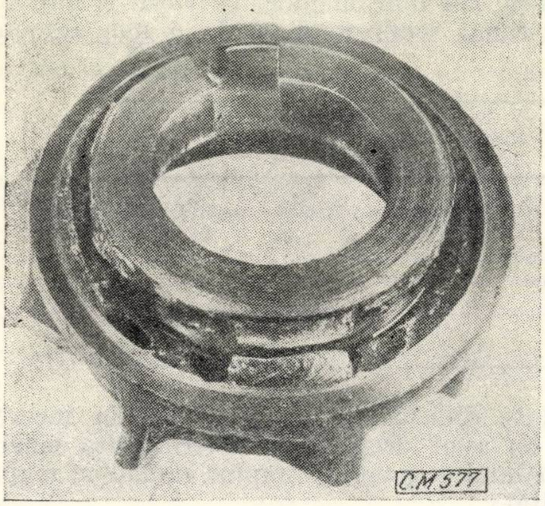


Fig. 6

Probele au fost făcute (fig. 7) prin decuparea manşonului şi prelungirea lui prin sudarea unui butuc masiv din oţel. Această prelungire a fost determinată prin calcul în funcţie de forţa minimă a pulsatorului, pentru a se obţine în dreptul cusăturii un moment echivalent cu cazul cel mai defavorabil de solicitare admis la dimensionare. Pentru aşezarea pe pulsator, piesele au fost pregătite cu trei juguri dispuse în dreptul reazemelor şi al sarcinii.

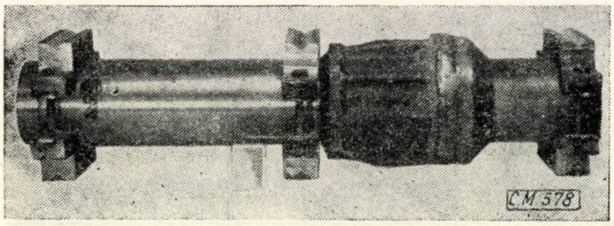


Fig. 7

Încercările au fost făcute pe pulsatorul de 50 tf pentru încercat şine de cale ferată al Bazei Academiei R.S. R. — Secţia de sudură — Timişoara. Pulsatorul execută 300 pulsaţii pe minut, între o forţă maximă F_M şi o forţă de bază de 2 tf.

Rezultatele încercărilor sînt date în tabela 4.

Pentru a scurta durata încercărilor comparative, probele 2 au fost încercate la o sarcină mărită.

În figura 8*a* este dat aspectul ruperii la varianta sudată în găuri, care a pornit de la una dintre locurile de îmbinare ca urmare a concentrării tensiunilor proprii în jurul acestei regiuni.

În figura 8*b* este dat aspectul ruperii la varianta nouă. Ruperea a pornit de la marginea cusăturii.

Din aceste încercări rezultă o comportare mai bună la oboseală a noii variante, explicată şi prin buna racordare a cusăturilor la ţeavă.

În paralel cu încercările la oboseală s-a montat o punte sudată pe un autotractor de încercări, ce lucra în regimul greu de exploatări fores-

Tabela 4

Varianta încercată la oboseală	Numărul probei şi forţa maximă	Numărul de pulsaţii la care s-a produs ruperea
Varianta veche: sudată în găuri	proba 1 (F_M = 10,5 tf)	1 641 600
	proba 2 (F_M = 21,8 tf)	45 240
Varianta nouă: cordon circular dispus pe buză	proba 1 (F_M = 10,5 tf)	Nu s-a rupt la 5 000 000
	proba 2 (F_M = 21,8 tf)	64 680

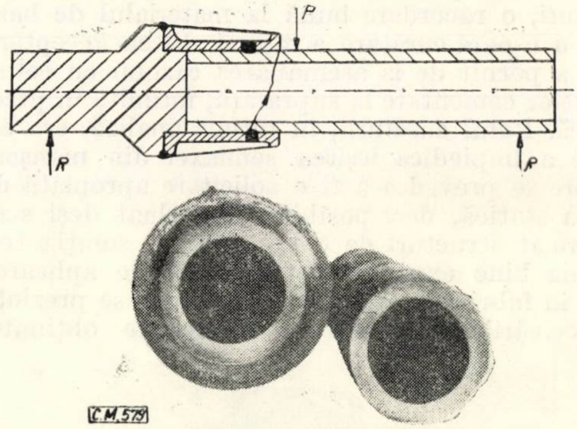


Fig. 8 a

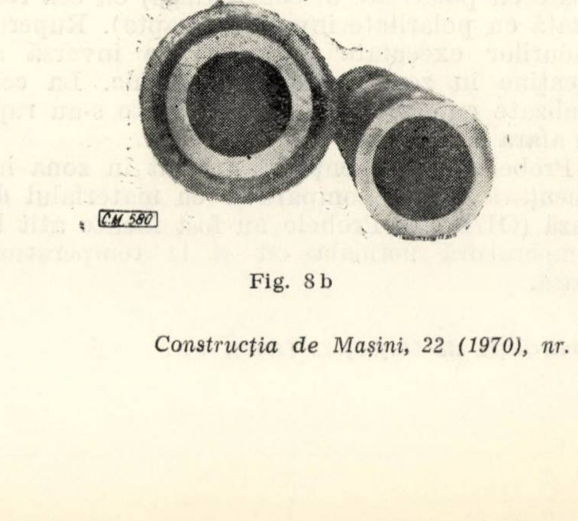


Fig. 8 b

tiere. Încărcarea autotractorului a fost de 13 tf. După 13 420 km efectivi, puntea a fost demontată şi cusăturile controlate cu lupa (mărire 10 x). Nu s-au constatat defecte.

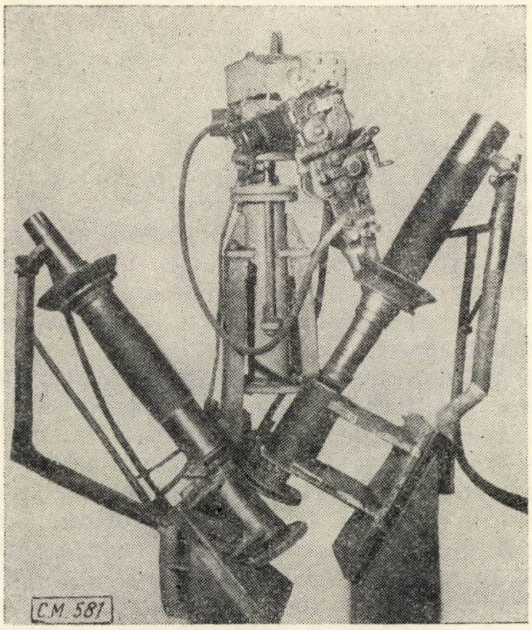


Fig. 9

În vederea stabilirii deformaţiei rezultate în urma sudării, s-au executat două punţi sudate. Acestea au fost măsurate asupra bătăii, înainte şi după sudare fiind aşezate pe prisme în aceeaşi poziţie. Măsurarea a fost făcută cu un comparator. După răcire completă, deformaţia a rezultat neglijabilă.

Faţă de rezultatele obţinute, îmbinarea a fost acceptată pentru aplicare în producţie. În perioada de doi ani de la aplicare nu s-au semnalat defecţiuni în exploatare.

Din punct de vedere tehnologic însă, la aplicare au apărut puternice porozităţi. S-a dovedit că ele se datoresc prezenţei umezelii în porii piesei turnate, rezultată de la o operaţie anterioară de filetare răcită cu emulsie. Cum din motive tehnologice nu s-a putut interveni la această operaţie, s-a recurs la construcţia unui încălzitor electric care se aşază peste suprafaţa frontală a manşonului înaintea preluării piesei pentru presare. Puterea lui de încălzire a fost stabilită în funcţie de durata operaţiei de presare, în care timp umezeala trebuia evacuată. Procedeul a dat rezultate.

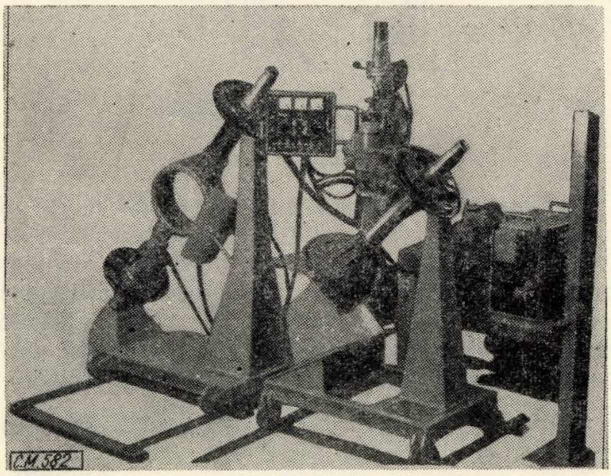


Fig. 10

Pentru sudarea capacului s-a preconizat sudarea în mediu de CO_2, bazată pe experienţa dobîndită de uzină în ultima perioadă.

Din punct de vedere al rezistenţei, la această îmbinare nu se puneau probleme speciale, ele fiind înlocuite mai ales prin cele de ordin tehnologic. Pe oţel turnat se punea problema realizării unei cusături etanşe, relativ subţiri şi destul de lungă într-un timp impus de ritmul de fabricaţie. Alezajul carcasei, tolerat strîns, nu permitea deformaţii.

Figurile 9 şi 10 arată modul de realizare a două dintre cusăturile discutate. Sudarea flanşei de ţeavă (fig. 10) ca un ansamblu separat se realizează cu un automat Kjellberg, tip UPU. Capul de sudat este aşezat pe braţul rotitor al unui suport vertical. Prin deplasarea braţului, capul poate ajunge la cele două dispozitive de sudare a celor două cusături opuse. Semiaxele stau în poziţie înclinată. Antrenarea se face de la acelaşi ansamblu motor-reductor, prin curea trapezoidală. Semiaxele se sprijină pe o piesă de cupru ce serveşte atît pentru contact cît şi pentru sprijin. Fluxul este menţinut printr-o pîlnie aşezată pe flanşă.

Figura 10 arată ansamblul sistemului de sudare al punţii de la autocamioane de 5 şi 3 t. Frecvenţa ridicată a manipulărilor acestor piese grele şi cu gabarit mare a impus o încărcare, respectiv descărcare în afara automatului de sudare. Această problemă a fost rezolvată prin dispunerea dispozitivului de rotire şi susţinere pe un cărucior, blocabil în cele două poziţii: de încărcare şi de sudare. Căruciorul rulează pe o cale de rulare concepută ca fiind prelungită şi dincolo de poziţia de sudare pentru un eventual al doilea dispozitiv, de rezervă, sau pentru alt tip de punte. Cele două capete pentru cele două dispozitive sînt dispuse pe o grindă. Ele pot fi deplasate şi înlocuite unul cu altul în cazul unei defecţiuni.

Sudarea capacului se realizează cu un automat de sudare în mediu de CO_2, care sudează simultan cu două sîrme în locuri diametral opuse, conceput în uzină. Fiecare cap realizează o jumătate din lungimea cusăturii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lupescu, I.* ş.a. Sudarea sub strat de flux, în baie de zgură şi medii protectoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1968.

[2] *Wuttke, F.* Die Lichtbogenschweissung. Halle (Saale), 1955.

22

CZ 621.913.3-42

hornyolás vésés legördülés belső?

Mortezarea prin rostogolire a profilelor interioare neevolventice

Ing. Nicolae GUJA - ICPMUA - Bucureşti

În industria constructoare de maşini se întîlnesc piese cu profile interioare din cele mai diferite, care, pe lingă un profil trasat după mai multe arce de curbe racordate între ele, reclamă de cele mai multe ori şi o divizare precisă.

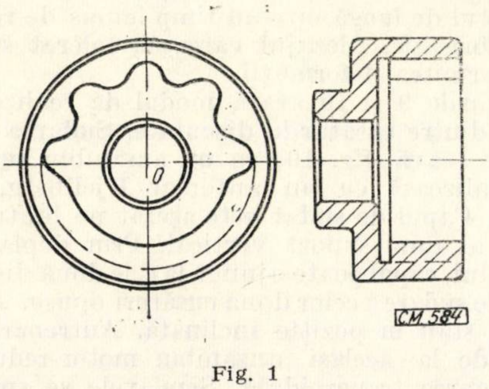


Fig. 1

Metoda de prelucrare cea mai indicată în acest caz este mortezarea prin rostogolire pe o maşină de mortezat roţi dinţate, cu condiţia de a avea la dispoziţie o sculă a cărei muchie tăietoare să înfăşoare în procesul aşchierii profilul care urmează să fie realizat.

În cazul unei producţii de serie şi al unui consum mare de astfel de scule se poate executa, un dispozitiv de rectificat prin copiere a profilului sculei, dar în cele mai multe cazuri fiind vorba de unicate sau piese de mică serie executarea unui astfel de dispozitiv nu este rentabilă.

Principiul care stă la baza unei metode de prelucrare ce poate fi utilizată în acest caz constă în înfăşurarea profilului sculei cu un ansamblu de plane de direcţii diferite faţă de axele de coordonate OX şi OY, plane care se găsesc la diferite distanţe faţă de originea acestui sistem de coordonate stabilită în centrul de rotaţie al sculei (fig. 2). O asemenea metodă nu este posibil de utilizat decît în cazul cînd curba care materializează profilul sculei îndeplineşte anumite condiţii în ceea ce priveşte razele de curbură, şi anume aceste raze de curbură să fie îndreptate spre interiorul profilului. In acest caz, curba prezintă o convexitate şi în orice punct admite o dreaptă tangentă cu care nu mai are nici un punct de intersecţie.

Bazat pe această proprietate, cu ajutorul unei maşini de rectificat plan şi al unui cap divizor optic este posibilă obţinerea unei scule, natural după această operaţie, cu un profil poligonal cu atît mai apropiat de curba teoretică cu cît numărul de puncte atinse pe curbă va fi mai mare.

Problema care se ridică proiectantului este găsirea profilului sculei, profil care să îndeplinească condiţia de convexitate. În cele ce urmează se va prezenta metoda de calcul aplicată în cazul unei piese al cărei aspect este reprezentat în figura 1. Elementele profilului, indicate în desenul de execuţie, sînt redate în figura 3, în afară de bază care a fost stabilită în modul în care se va indica mai jos. După cum se observă, profilul este obţinut prin racordarea unor arce de cerc cu diverse raze ρ_1, ρ_2 şi ρ_3, profil care se repetă pe circumferinţa piesei. Numărul de dinţi al piesei este Z, iar centrele de curbură O_1 ale arcelor BC sînt dispuse pe un cerc cu diametrul D_o.

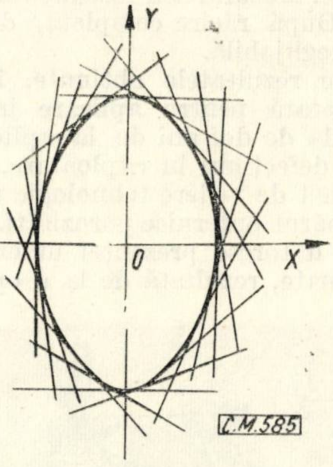


Fig. 2

În cazul mortezării prin rostogolire pe o maşină de mortezat roţi dinţate cilindrice, profilul sculei va depinde de alegerea curbelor polare adică de alegerea bazei şi rostogolitoarei legate respectiv de piesă şi de sculă. Aceste două curbe polare vor fi cercuri, raportul diametrelor lor fiind tocmai raportul de transmitere dintre piesă şi sculă. (În cele ce urmează se foloseşte raportul de transmitere $i = \dfrac{Z\ piesă}{Z\ sculă}$).

Evident cu cît raportul va fi mai aproape de unitate, cu atît scula va fi mai productivă; totuși în alegerea acestui raport există o limită impusă de convexitatea profilului sculei.

Cazurile favorabile din acest punct de vedere sînt cele ale raportului de transmitere mare, adică scula cu un număr mic de dinți și, după cum se va demonstra ulterior, aceste cazuri sînt convenabile și din punct de vedere al erorilor care apar la piesa prelucrată ca urmare a modificării profilului sculei prin reascuțire, modificare datorită existenței unghiului de așezare. Determinarea diametrelor curbelor polare și, legat de acestea, a raportului de transmitere constituie o problemă care poate fi rezolvată grafic întrucît nu afectează direct precizia de execuție a sculei. Pentru aceasta se adoptă un număr de dinți pentru sculă, rezultînd raportul de transmitere i.

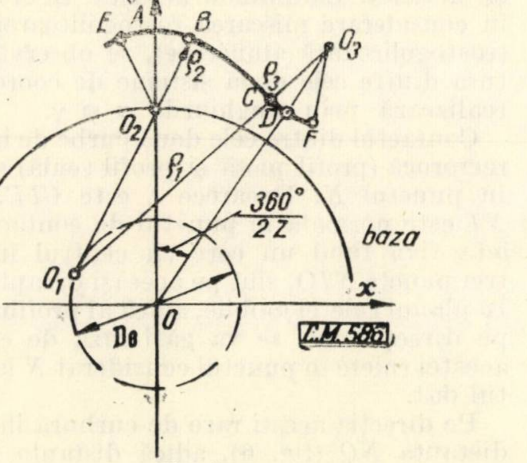


Fig. 3

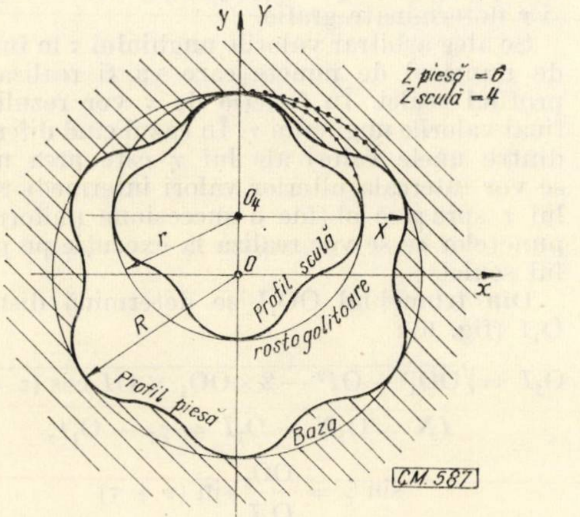


Fig. 4

Se va alege arbitrar R raza bazei (curba polară legată de piesa de prelucrat). În primă aproximație se poate alege cercul interior tangent la profilul de prelucrat. După cum se vede în figura 4 un număr mai mare de dinți la sculă și o poziție exterioară a bazei duc la un profil al sculei de concavități.

Stabilind R (raza bazei) rezultă imediat r(raza rostogolitoarei) din relația $i = \frac{R}{r} = \frac{Z\,piesă}{Z\,sculă}$. Cunoscînd baza și rostogolitoarea, se trasează grafic profilul sculei știind că profilul piesei și al sculei sînt curbe de înfășurare reciprocă [1]. Obținerea acestui profil se face rapid prin trasajul Poncelet [2].

În cazul cînd profilul rezultă cu concavități, se schimbă diametrul bazei și, corespunzător, al rostogolitoarei, încercîndu-se obținerea unui profil convex. Dacă din modificarea bazei și rostogolitoarei nu se poate obține convexitatea profilului, atunci se trece la un raport de transmitere mai mare, evident cazul limită fiind pentru $Z_{sculă} = 1$. În figura 5 se indică profilul sculei pentru aceeași piesă ca și în figura 4, dar pentru $Z_{sculă} = 2$ și pentru o rază R la care baza este interioară profilului de prelucrat.

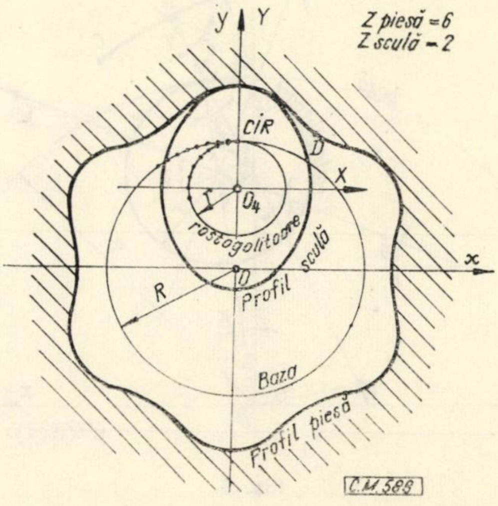


Fig. 5

În acest caz, profilul sculei rezultă convex deci se pretează prelucrării prin metoda înfășurării cu plane. Întrucît există un cîmp în care curbele polare asigură condiția de convexitate a profilului sculei, erorile de trasaj nu influențează asupra preciziei cu care se va realiza scula dacă aceste curbe polare vor fi situate în interiorul acestui cîmp. O dată stabilite diametrele bazei și rostogolitoarei, se poate executa pentru siguranță o verificare a poziției centrelor de curbură ale profilului sculei, cu ajutorul trasajului grafic bazat pe ecuația Euler-Savary [3]. Dacă centrele de curbură ale profilului sculei sînt situate mult spre interior, evident erorile din trasaj nu pot influența. Dacă centrele de curbură cad în interior foarte aproape de linia profilului, atunci este posibil ca erorile de trasaj să influenţeze şi se reface trasajul cu alte curbe polare mai convenabile. În alegerea diametrului bazei mai există o limită impusă de poziţia centrelor de curbură ale arcelor de cerc, care formează profilul piesei de prelucrat. În cazul cînd centrul de curbură al arcului de cerc cade în afara bazei, zona respectivă nu se mai poate prelucra prin rostogolire, deoarece normalele la arcul de cerc se intersectează înainte de bază în zona sculei [4].

În această situaţie apare, ca un caz limită, deplasarea bazei pînă în centrul de curbură al unei porţiuni din profilul piesei, adică poziţia bazei din figura 3. În cele ce urmează se va indica modul de calcul al profilului sculei pentru cele trei cazuri posibile ale poziţiei centrului de curbură al profilului de prelucrat faţă de bază, şi anume: centrul de curbură pe bază (O_2), centrul de curbură în interiorul bazei (O_1), şi centrul de curbură în afara bazei dar în zona piesei de prelucrat (O_3) (fig. 3). În cazul profilului din figura 3, baza a fost stabilită pentru numărul de dinţi al sculei $Z_{sculă} = 2$. Deşi în acest caz era posibil ca baza să nu treacă prin O_2, totuşi s-a adoptat această poziţie spre a obţine coada sculei mai rigidă, lucru care a fost posibil pentru îndepărtarea centrului său (O_4, fig. 5) faţă de profilul de prelucrat. Faptul că, la un moment dat, punctul de contact al bazei cu rostogolitoare (centrul instantaneu de rotaţie CIR) se va găsi în punctul O_2 creează o situaţie deosebită pentru prelucrarea profilului pe porţiunea EAB (fig. 3). Întrucît în acest caz toate normalele la arcul EAB trec prin CIR, scula are contact cu piesa pe tot arcul EAB. Rezultă că racordarea punctelor de pe sculă care ajung în punctele E şi B de pe piesă trebuie făcută în acest caz tocmai cu raza ρ_2 din figura 3, acest sector din profilul piesei în acest caz limită nemaifiind generat propriu-zis prin rostogolire ci copiat de pe sculă.

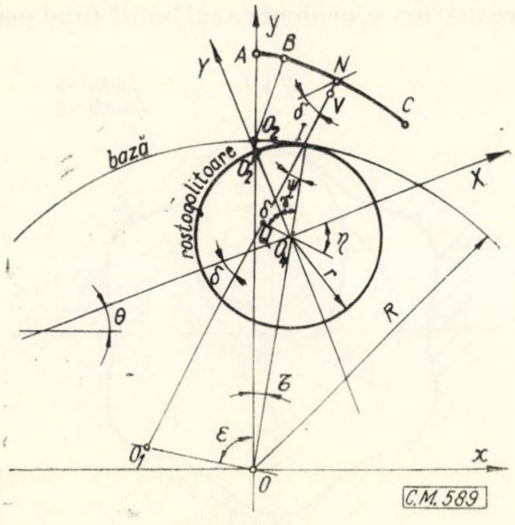


Fig. 6

Pentru a determina profilul sculei se consideră un sistem de coordonate fix xoy legat de bază şi avînd originea în centrul bazei O (fig. 6) şi sistemul de coordonate mobil XO_4Y avînd originea în centrul rostogolitoarei O_4 şi legat de aceasta. Examinînd această figură şi luînd în considerare mişcarea rostogolitoarei pe bază (rostogolire fără alunecare), se observă că legătura dintre cele două sisteme de coordonate se realizează prin unghiurile τ şi γ.

Contactul dintre cele două curbe de înfăşurare reciprocă (profil piesă şi profil sculă) se găseşte în punctul N. Deoarece I este CIR, dreapta NI este normală în punctul de contact, iar ruleta fixă fiind un cerc cu centrul în O_1 cele trei puncte NIO_1 sînt pe aceeaşi dreaptă (fig. 6). În planul ruletei mobile, adică al profilului sculei pe direcţia NI, se va găsi raza de curbură a acestei rulete în punctul considerat N la momentul dat.

Pe direcţia acesti raze de curbură interesează distanţa NQ (fig. 6), adică distanţa de la un punct de pe profil pînă la o dreaptă perpendiculară pe direcţia razei de curbură şi care trece prin centrul de rotaţie O_4 al sculei. În diverse puncte de pe profil, distanţa NQ este diferită şi în acelaşi timp sistemul de coordonate XO_4Y este rotit faţă de dreapta O_4Q cu diferite unghiuri η.

Pentru determinarea punctelor curbei de profil a sculei ce vor veni în contact cu piesa după arcul BC (fig. 6), elementele cunoscute sînt cele indicate în figura 3, inclusiv coordonatele punctelor O_1; O_2; O_3 la care se adaugă R şi r determinate grafic.

Se aleg arbitrar valorile unghiului τ în funcţie de numărul de puncte care va fi realizat pe profilul sculei. În funcţie de τ vor rezulta în final valorile unghiului η. În cazul cînd diferenţa dintre unele valori ale lui η este prea mare, se vor intercala ulterior valori intermediare ale lui τ spre a se obţine o succesiune uniformă a punctelor ce se vor realiza la execuţie pe profilul sculei.

Din triunghiul OO_1I se determină distanţa O_1I (fig. 6):

$$O_1I = \sqrt{OO_1^2 + OI^2 - 2 \times OO_1 \times OI \cos(\varepsilon + \tau)},$$

$$IN = O_1N - O_1I = \rho_1 - O_1i,$$

$$\sin\psi = \frac{OO_1}{O_1I} \sin(\varepsilon + \tau)$$

$$IQ = r \cos\psi,$$

$$NQ = IN + IQ.$$

Observînd că $\eta + \delta = \delta + \gamma + \psi$, rezultă $\eta = \psi + \gamma = \psi + i\tau$, unde $i = \frac{R}{r}$ este raportul de transmitere.

Pentru arcul CD de pe piesă, calculul punctelor corespunzătoare de pe profilul sculei se efectuează urmărind figura 7:

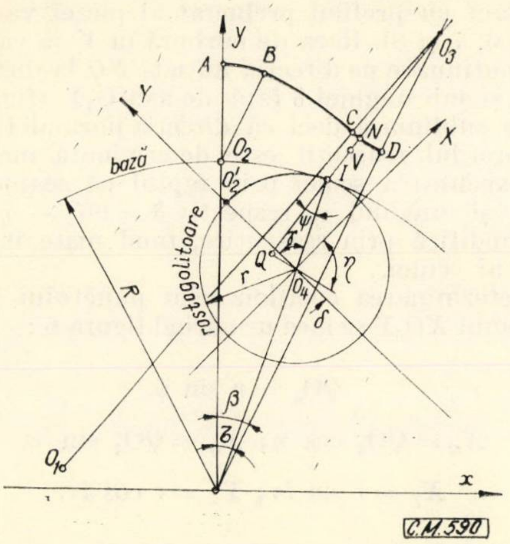


Fig. 7

$$O_3I = \sqrt{OO_3^2 + R^2 - 2R \times OO_3 \times \cos(\beta - \tau)},$$

unde $\beta = \dfrac{360°}{2Z}$, Z fiind numărul de dinți al piesei de prelucrat.

$$IN = O_3I - NO_3 = O_3I - \rho_3,$$

$$\sin \psi = \frac{OO_3}{O_3I} \sin (\beta - \tau),$$

$$IQ = r \cos \psi,$$

$$NQ = IN + IQ.$$

Observînd și în acest caz $\eta + \delta = \delta + \gamma + \psi$, rezultă $\eta = \psi + \gamma = \psi + i\,\tau$. În porțiunea AB, formulele de calcul se deduc pe aceeași cale.

Ținînd seamă că centrul arcului de cerc se găsește în cazul de față chiar pe bază, formulele sînt mult simplificate în raport cu cele anterioare. Urmărind figura 8, rezultă:

$$IQ = r \cos \eta,$$

$$NQ = NI + IQ = \rho_2 + r \cos \eta.$$

În acest ultim caz, η se alege arbitrar nemaifiind funcție de un alt unghi. Calculul se execută tabelar, reținîndu-se în final valorile η și NQ. Din cauza lanțului lung de calcule este necesar să se lucreze cu un număr minim de șase zecimale spre a se asigura în final precizia valorilor obținute pînă la ordinul miimilor. Pe cuțit vor trebui realizate cotele NQ în plan frontal și, deoarece la prelucrare se înclină axa sculei pentru obținerea unghiului de așezare, deplasarea realizată efectiv la mașină va fi $N_1Q = NQ \cos \alpha$ (fig. 9). Se menționează că acest sistem de calcul este relativ simplu datorită faptului că profilul piesei este dat după arce de cerc. În cazul cînd profilul piesei este dat după alte curbe se recomandă substituirea acestora cu arce de cerc, întrucît poziția variabilă a centrelor de curbură ale profilului de prelucrat duce la complicarea calculelor.

Existența unghiului de așezare ridică o problemă foarte importantă din punct de vedere al preciziei de prelucrare a profilului piesei și al numărului de reascuțiri posibile ale sculei. Urmărind figura 9 se constată că, pe măsura reascuțirii, profilul sculei se modifică în sensul că muchia tăietoare în diverse etape de reascuțire este dirijată după o curbă paralelă cu muchia inițială, adică distanța dintre aceste curbe măsurată de-a lungul normalelor comune este constantă; prin urmare, aceste curbe au aceeași evolută.

Pe măsura reascuțirii, dimensiunile cuțitului se micșorează și aceasta impune la prelucrare deplasarea cuțitului față de piesă în așa fel încît distanța dintre axa piesei și axa cuțitului crește. Modificarea distanței dintre axa sculei și axa piesei de prelucrat duce automat la modificarea diametrelor bazei și rostogolitoarei $\left(\text{păstrîndu-se raportul } i = \dfrac{R}{r} = \dfrac{R'}{r'} \ldots\ldots\right)$, fapt ce atrage după sine modificarea profi-

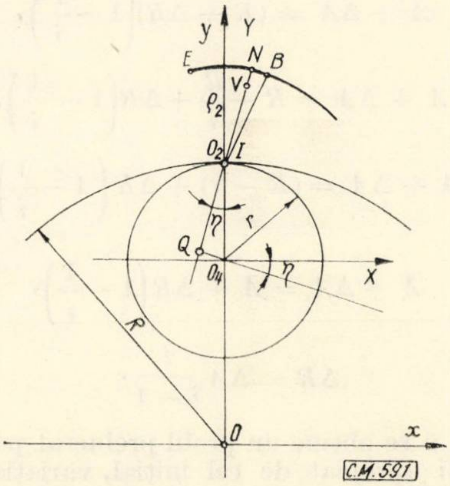


Fig. 8

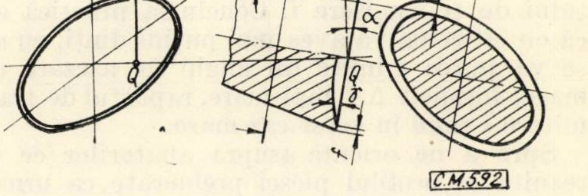


Fig. 9

lului obţinut pe piesă din cauză că normalele la curba profilului sculei vor intersecta sub alte unghiuri noile curbe polare.

Se pune problema cît se poate admite unghiul de aşezare spre a obţine erorile profilului prelucrat în limite admisibile. Dacă se notează cu ΔA distanţa dintre cele două curbe paralele (a muchiei iniţiale a sculei şi a muchiei la ultima reascuţire, figura 9), această distanţă măsurată după normala comună poate fi considerată ca fiind variaţia distanţei dintre axa sculei şi axa piesei. Fiind cazul unei piese prelucrate la interior, reascuţirea sculei duce la creşterea distanţei dintre axe. Ştiind că există relaţiile $\frac{R}{r} = i$ şi $A = R - r$, A fiind distanţa dintre axa sculei şi axa piesei, rezultă că:

$$A + \Delta A = (R + \Delta R) - (r + \Delta r) = R' - r' = \mathrm{A}',$$

unde ΔR şi Δr reprezintă creşterea razelor bazei şi rostogolitoarei.

$$A + \Delta A = (R + \Delta R)\left(1 - \frac{r + \Delta r}{R + \Delta R}\right),$$

$$A + \Delta A = (R + \Delta R)\left(1 - \frac{1}{i}\right),$$

$$A + \Delta A = R - \frac{R}{i} + \Delta R\left(1 - \frac{1}{i}\right),$$

$$A + \Delta A = (R - r) + \Delta R\left(1 - \frac{1}{i}\right),$$

$$A + \Delta A = A + \Delta R\left(1 - \frac{1}{i}\right),$$

$$\Delta R = \Delta A \frac{i}{i - 1}.$$

Pentru a se obţine un profil prelucrat pe piesă, cît mai apropiat de cel iniţial, variaţia razei bazei ΔR trebuie să fie cît mai mică posibil pentru a se păstra condiţiile iniţiale de calcul al sculei. Analizînd relaţia ultimă de mai sus se constată că, la acelaşi ΔA, ΔR are o valoare mai mică în cazul unor valori mari ale raportului de transmitere i. Concluzia practică este că cu cît scula va avea mai puţini dinţi, cu atît se va putea admite un unghi de aşezare mai mare, implicit ΔA mai mare, raportul de transmitere i fiind în acest caz mare.

Spre a ne orienta asupra abaterilor ce vor rezulta la profilul piesei prelucrate ca urmare a ascuţirii cuţitului la limita maximă se efectuează un calcul de verificare. Metoda de verificare constă în calcularea coordonatelor în planul mobil XO_4Y ale unor puncte de pe profilul sculei reascuţite şi găsirea coordonatelor acestor puncte în planul fix al bazei xoy.

Pentru aceasta trebuie observat că, la executarea sculei, faţă de sistemul XO_4Y se materializează direcţia NQ la distanţa QO_4, prin însuşi profilul sculei, pe această direcţie găsindu-se raza de curbură în punctul N. Prin reascuţire, punctul de pe această direcţie care va veni în contact cu profilul prelucrat al piesei va fi V (fig. 6, 7 şi 8). Raza de curbură în V se va găsi în continuare pe direcţia iniţială NQ la distanţa QO_4 şi sub unghiul δ faţă de axa O_4Y (fig. 10).

Se subliniază deci că direcţia normalei în V la profilul reascuţit este determinată încă de la executatea sculei prin faptul că segmentul QO_4 şi unghiul η respectiv $\delta = 90^\circ - \eta$, nu se modifică prin reascuţire, fiind nişte invarianţi ai sculei.

Determinarea coordonatelor punctului V în sistemul XO_4Y se face urmărind figura 6:

$$QO_4 = r \sin \psi,$$

$$X_Q = QO_4 \cos \eta;\ Y_Q = QO_1 \sin \eta,$$

$$X_I = r \sin i\tau;\ Y_I = \mathrm{r} \cos i\tau.$$

Punctul V de pe profilul sculei, în care se va face contactul dintre scula reascuţită şi piesă, se găseşte faţă de punctul N la distanţa $NV = \Delta A$ (ΔA fiind deplasarea profilului prin reascuţire, fig. 9), de unde $IV = IN - \Delta A$. Raportul mărimilor segmenţilor QI şi IV va fi $\lambda = \frac{QI}{IV}$. Cunoscînd acest raport, se pot calcula coordonatele X_V şi Y_V în sistemul mobil al rostogolitoarei:

$$X_V = \frac{X_I(1+\lambda) - X_Q}{\lambda} \text{ şi } Y_V = \frac{Y_I(1 + \lambda) - Y_Q}{\lambda}.$$

O dată determinate coordonatele punctului V în sistemul mobil XO_4Y, urmează determinarea coordonatelor corespunzătoare în sistemul fix xoy. Dar scula reascuţită va trebui deplasată cu ΔA pentru ca punctul V să ajungă la profilul piesei. Această deplasare a centrului sculei cu ΔA duce la creşterea distanţei dintre axe şi automat se modifică raza bazei R în $R' = R + \Delta R$ şi raza rostogolitoarei r în $r' = r + \Delta r$, natural menţinîndu-se raportul de transmitere $i = \frac{R'}{r'} = \frac{R}{r}$. Deci în cazul prelucrării cu scula reascuţită, CIR va fi în punctul I' (fig. 10). Punctul I' va fi situat pe dreapta VQ deoarece normala în punctul de contact al curbelor de înfăşurare trece întotdeauna prin CIR. Deplasarea CIR în punctul I' atrage modificarea unghiului γ în γ'. Ştiind că $\delta = 90^\circ - \eta$ este un parametru al sculei care nu se modifică prin reascuţire, se poate scrie:

$$\mathrm{r}'\cos(\gamma + \delta) = QO_4$$

$$\cos(\gamma' + \delta) = \frac{QO_1}{\mathrm{r}'} = \cos\varkappa$$

$$\gamma' = \varkappa - \delta.$$

Întrucît $r'\gamma' = SI' = TI' = R'\tau'$ rezultă:

$$\tau' = \frac{r'\gamma'}{R'} = \frac{\gamma'}{i}.$$

Coordonatele centrului sculei în planul bazei vor fi:

$$x_{04} = A' \sin \tau' \text{ şi } Y_{04} = A' \cos\tau',$$

unde $A' = A + \Delta A = OO_4$.

Coordonatele punctului V în planul bazei rezultă:

$$x_V = x_{04} + X_V \cos\theta' - Y_V \sin\theta',$$

$$y_V = y_{01} + X_V \sin\theta' - Y_V \cos\theta',$$

$$\text{unde } \theta' = \gamma' - \tau' = \gamma' \left(\frac{i-1}{i}\right).$$

Deşi verificarea necesită pentru un punct dat calcule mai lungi decît în cazul determinării profilului sculei, avînd în vedere că ea se poate face numai într-un număr redus de puncte volumul de calcule este mai mic şi se execută relativ repede.

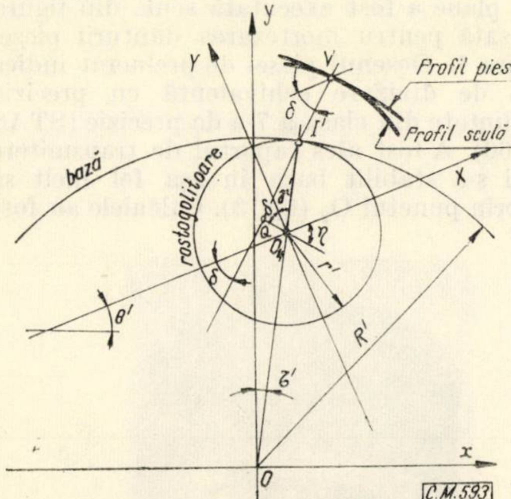


Fig. 10

Calculînd coordonatele unor puncte de pe profilul prelucrat cu scula reascuţită, se poate trasa imediat curba rezultată la o scară mai mare, urmărindu-se dacă se înscrie în cîmpul de toleranţă al profilului dat. În cazul cînd unghiul de aşezare ales nu satisface condiţiile de precizie impuse profilului prelucrat, se modifică unghiul de aşezare sau, în cazurile limită ale acestui unghi, se reduce zona h (fig. 9) în care este admisă reascuţirea.

Unghiul de aşezare minim admis este de $\approx 2°$. Cu cît unghiul de aşezare este mai mic, cu atît uzura sculei este mai rapidă; totuşi acest unghi limită poate fi admis în cazurile extreme cînd precizia cerută la piesa de prelucrat nu poate fi obţinută pe alte căi. Unghiul de aşezare $\alpha = 2°$ se întîlneşte în mod obişnuit pe flancurile cuţitelor de mortezat dantură dreaptă (STAS 6655 – 62) care au unghiul de aşezare la vîrf $\alpha = 6°$ [5]. Evident un unghi mai mare, avînd valori comparabile cu unghiurile de aşezare prescrise în mod obişnuit, este favorabil, dar alegerea acestui unghi depinde de precizia cerută pentru profilul de prelucrat.

Rămîne o problemă a proiectantului aprecierea acestor trei factori, unghi de aşezare de care depinde durabilitatea, numărul de dinţi ai sculei de care depinde productivitatea şi mărimea zonei de reascuţire de care depinde numărul de reascuţiri posibile ale sculei, în aşa fel încît rezultatele să fie optime atît calitativ, cît şi economic.

În ceea ce priveşte unghiul de degajare, valorile sale nu influenţează profilul sculei, deci nu influenţează direct precizia profilului prelucrat. Unghiul de degajare va avea valorile obişnuite în funcţie de materialul piesei.

Problema dificilă este executarea acestui unghi de degajare în aşa fel încît suprafaţa de degajare să urmărească profilul sculei în plan frontal. O metodă bună constă în rectificarea feţei de degajare pe strungul de detalonat cu ajutorul capului de rectificat, utilizînd o piatră conică. Metoda este precisă dar necesită o camă special studiată, care să comande deplasarea în aşa fel încît generatoarea pietrei să urmărească conturul sculei. În cazul unicatelor, această ascuţire poate fi făcută şi manual de către un sculer îndemînatec.

În ambele cazuri, ascuţirea pe faţa de degajare se face lăsînd o faţetă f (fig. 9) de 0,05 – – 0,15 mm, pentru mărirea durabilităţii şi pentru a asigura integritatea profilului.

Execuţia practică a sculei prin metoda înfăşurării cu plane impune folosirea unui cap divizor optic pentru a realiza precizii unghiulare mari. Acest cap divizor se montează pe o maşină de rectificat plan care are posibilitatea de a deplasa piatra de rectificat în plan vertical cu precizii peste 0,01 mm. Poate fi utilizată în acest scop şi o maşină de rectificat caneluri, mai ales în cazul cînd această maşină este echipată cu o manetă de comandă a deplasării pe verticală pas cu pas din 0,005 în 0,005 mm. Întrucît numărul de manevrări al maşinii este foarte mare, lucrează doi operatori, unul manevrînd capul divizor, iar al doilea manevrînd deplasarea pietrei de rectificat şi comandînd valoarea diviziunii la care se roteşte scula prin capul divizor. Spre a evita greşelile este necesar să se creeze condiţii de lucru în care atenţia celor doi operatori să nu fie distrasă de nici un fel de operaţii suplimentare sau calcule. Pentru aceasta se va întocmi de către proiectant o tabelă cuprinzînd toate valorile unghiului de rotire a sculei η şi deplasarea planului de rectificare care depinde de distanţa NQ (tabela 1). Operatorul care execută deplasarea pietrei de rectificat comandă după tabelă diviziunea

Tabela 1

Nr. crt.	Diviziunea la divizor				Deplasarea pe verticală	
	I	II	III	IV	Deplasarea relativă față de punctul precedent	Deplasarea absolută față de punctul „O"
1	0	—	180°	—	0	0
2	1°	179°	181°	359°	0,010	0,010
3	2°	178°	182°	358°	0,015	0,025
4	3°	177°	183°	357°	0.020	0.045

la care se rotește capul divizor. După ce rotirea este executată de către al doilea operator, el deplasează piatra de rectificat în poziția necesară și execută rectificarea. Întrucît scula are flancuri simetrice, la o poziție a pietrei corespund mai multe poziții unghiulare ale sculei. În consecință, după executarea primei rectificări se comandă rotirea divizorului în poziția a doua, a treia etc., efectuîndu-se după fiecare rotire rectificarea.

Pentru a urmări deplasarea pe verticală este foarte bine să existe un mijloc suplimentar de control, respectiv un comparator, spre a verifica dacă nu s-au produs deplasări ale planului de rectificare ca urmare a unor comenzi greșite de deplasare pe verticală.

După cum se observă din tabela 1, la deplasarea pe verticală a planului de rectificare sînt trecute două valori, și anume deplasarea relativă față de punctul precedent adică diferența între diversele valori N_1Q și deplasarea absolută față de punctul de plecare care servește pentru citirea comparatorului de control.

După înfășurarea completă a sculei cu planurile de rectificare, înlăturarea muchiilor rămase se face prin rodare. Există două posibilități de a realiza această rodare, și anume manual sau cu ajutorul unui dispozitiv. Manual, rodarea se face urmărind, cu ajutorul unei pietre abrazive pilă (STAS 3821 — 53), cu o granulație foarte fină (M 40 — M 28), suprafața de așezare a sculei care are un contur poligonal ca urmare a înfășurării cu plane. În timpul rodării, muchiile se aplatizează și conturul se apropie din ce în ce mai mult de profilul teoretic.

Apropierea de profilul teoretic poate fi supravegheată foarte ușor întrucît între muchii, în timpul rodării, rămîn vizibile urme sub forma unor linii drepte, reprezentînd punctele unde planul de rectificare a fost tangent la curbă. Rodînd vîrful muchiilor pînă cînd aceste linii dispar sau sînt la limita vederii, se atinge profilul teoretic. Dacă muchiile rămase înainte de rodare sînt mici (R_z 10), rodarea se face destul de repede și evident precizia profilului va fi mai mare în cazul unui rodaj scurt și fără apăsări excesive.

Dacă rodarea este făcută cu simț de răspundere de către un sculer conștiincios, se pot obține precizii de 0,01 mm, în cel mai rău caz 0,015 mm, întrucît într-o lumină potrivită ochiul poate distinge rizuri sub 0,010 mm, iar uniformitatea rodării pe lățimea sculei se poate urmări în condiții foarte bune după liniile amintite mai sus. Avînd în vedere că scula este executată din oțel rapid și călită la HRC 62 — 63, rodarea trebuie să fie destul de energică și prin mai multe treceri în același loc, așa că nu există pericolul ca dintr-o simplă trecere să se deformeze profilul chiar cînd înălțimea asperităților rămase pentru rodare este de ordinul R_z 10. Realizarea practică a sculei din figura 11 a arătat că rodarea manuală dă rezultate satisfăcătoare dacă este executată cu atenție. Dacă în cazuri speciale se consideră că rodarea manuală nu va da satisfacție, se poate executa un dispozitiv care să apese cu o presiune uniformă piatra abrazivă pilă pe suprafața de așezare a sculei.

După cum s-a indicat, prin metoda înfășurării cu plane a fost executată scula din figura 11 utilizată pentru mortezarea danturii piesei din figura 1. Desenul piesei de prelucrat indica precizia de divizare echivalentă cu precizia roților dințate din clasa a 7-a de precizie (STAS 5273 — 60). A fost ales raportul de transmitere i = 2 și s-a stabilit baza în așa fel încît să treacă prin punctul O_2 (fig. 3). Calculele au fost efectuate alegîndu-se unghiul τ, astfel încît η să rezulte aproximativ din grad în grad. A fost utilizat un cap divizor optic montat pe o mașină de rectificat caneluri.

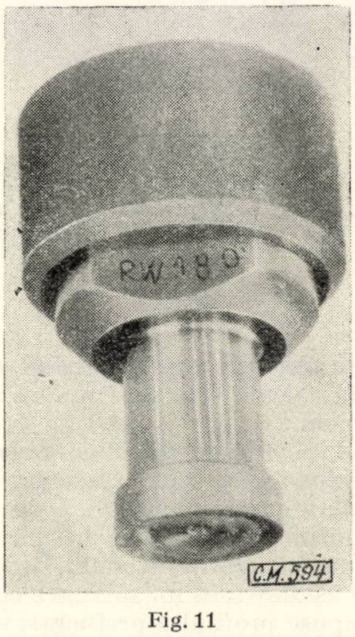


Fig. 11

Ca valori orientative în privința timpului de execuție în cazul sculei cu $Z = 2$ (fig. 11), executîndu-se rectificarea în 90 de poziții ale planului de rectificat deci atingîndu-se pe tot conturul curbei 360 de puncte, au fost necesare aproximativ opt ore. Rodarea a fost executată manual. Întrucît în cazul de faţă înălţimea asperităţilor rămase după rectificare a fost de ordinul R_z 20, a fost necesar un rodaj mai prelungit. Pentru a uşura rodajul era necesară înfăşurarea cu planuri de rectificare la unghiuri de rotire a sculei η mai mici decît un grad, ceea ce ar fi avut ca rezultat asperităţi mai fine. Metoda expusă mai sus, de generare prin înfăşurare cu plane, a fost aplicată şi la rectificarea camelor etalon ale unui motor cu ardere internă prototip, came cu ajutorul cărora au fost apoi rectificate camele de comandă ale maşinii pe care s-a rectificat axul de distribuţie al motorului respectiv.

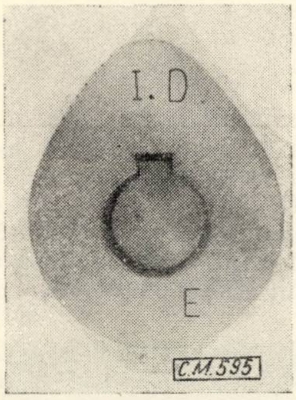


Fig. 12

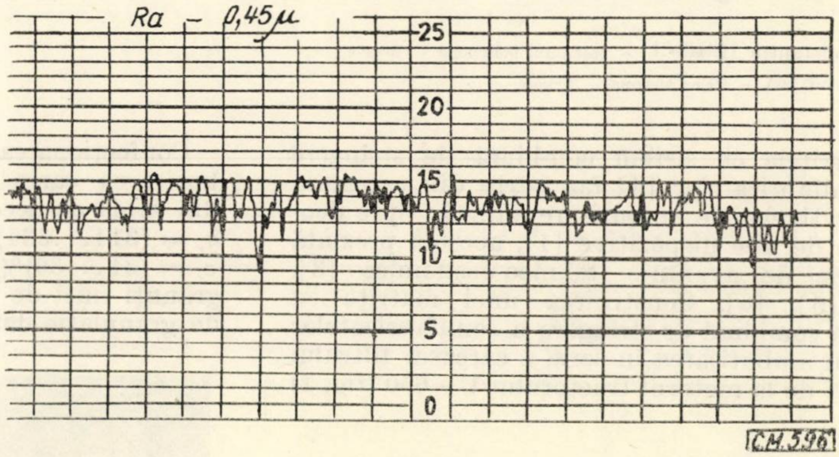


Fig. 13

În figura 12 este prezentată cama de evacuare *E*, profilul fiind diferit pe flancul de închidere *I* faţă de flancul de deschidere *D*. Şi în acest caz, la execuţie s-a utilizat unghiul de rotire $\eta \approx 1°$. Din cauza mărimii variabile a razei vectoare a profilului, a rezultat şi o înălţime diferită a asperităţilor înainte de rodare. Astfel pe flancurile de închidere şi deschidere spre vîrf înălţimea asperităţilor a fost R_z 20, descrescînd spre zona circulară la R_z 3,2.

La rodare s-au tras următoarele concluzii:

Asperităţile corespunzînd rugozităţii $R_z > 10$ se aplatisează ceva mai greu şi necesită un rodaj mai energic. Asperităţile cu R_z 10 se rodează uşor şi reprezintă valorile cele mai convenabile din acest punct de vedere, după rodare rezultînd o suprafaţă cu rugozitatea R_a 0,45. Măsurătorile rugozităţii au fost efectuate cu un aparat înregistrator, diagrama rugozităţii suprafeţei rodate fiind reprodusă în figura 13.

În cazul camei, această rugozitate este pe deplin satisfăcătoare, corespunzînd operaţiei de rectificare, dar în cazul unei scule aşchietoare mai este necesară o lepuire finală în vederea îmbunătăţirii proprietăţilor aşchietoare ale muchiei tăietoare şi în vederea creşterii durabilităţii.

Aplicarea acestei metode de calcul şi execuţie cere din partea proiectantului un volum mare de calcule, deci un timp mai îndelungat de proiectare. Avînd în vedere că aceste calcule comportă efectuarea de un mare număr de ori a unor operaţii cu formule bine definite pentru diverse valori ale unghiului η s-ar putea obţine o reducere apreciabilă a timpului de calcul prin întocmirea unui algoritm corespunzător şi prin efectuarea acestor calcule pe o maşină electronică de calculat. Spre a aprecia volumul de muncă necesar pentru calcule, se menţionează că în cazul sculei cu $Z = 2$ (fig. 11), efectuîndu-se calculele pentru 90 de poziţii ale planului de rectificare şi verificările în opt puncte de pe profil, au fost necesare 120 de ore, calculele fiind efectuate pe o maşină electrică de calculat, de tip obişnuit. În cazul unei maşini rapide de calculat poate fi stabilt un număr mult mai mare de poziţii ale planului de rectificare într-un timp mult mai scurt. De asemenea, în acest caz este posibil să nu se mai facă înlocuirea cu arce de cerc, determinîndu-se în fiecare punct raza de curbură şi centrul de curbură al curbei prescrise iniţial, înlocuirea cu arce de cerc folosindu-se numai pentru reducerea volumului de calcule.

După cum se constată, deşi calculele necesită un volum mare de muncă, realizarea practică prin această metodă este avantajoasă, obţinîndu-se precizii corespunzătoare fără a fi necesară o pregătire tehnologică deosebită.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Artobolevski, I.I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Edit. tehnică, 1955.
[2] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages, vol. 1. Paris, Dunod, 1960.
[3] *Artobolevski, I. I.* Sintez ploskih mehanizmov. Moscova, Fizmatghiz, 1959.
[4] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Edit. didactică şi pedagogică, 1964.
[5] *Sauer, L.* Scule pentru danturare. Bucureşti, Edit. tehnică 1963.
[6] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti. Edit. tehnică, 1967.

CZ 621.983.2

Contribuţii privind cercetarea experimentală a matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor

Ing. Constantin ILIESCU – Institutul politehnic – Braşov
Eugen NEMA – Uzina Metrom – Braşov

Matriţele cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor [4] fac parte din categoria dispozitivelor de ambutisare adîncă. Spre deosebire de alte dispozitive [1], acestea prezintă o serie de avantaje tehnico-economice [3], [4], [5], [6]. Construirea unei matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor pentru ambutisarea în serie a carcasei filtrului de ulei de la motorul tractorului U–650 (fig. 1) şi experimentarea sa la uzina Metrom din Braşov au evidenţiat întrutotul aceste avantaje.

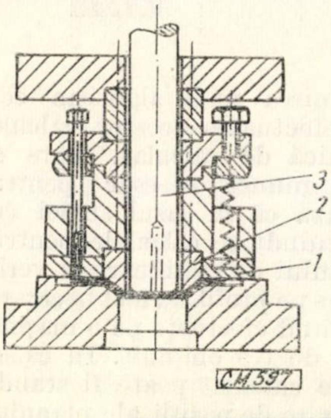


Fig. 1. Matriţă de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor.

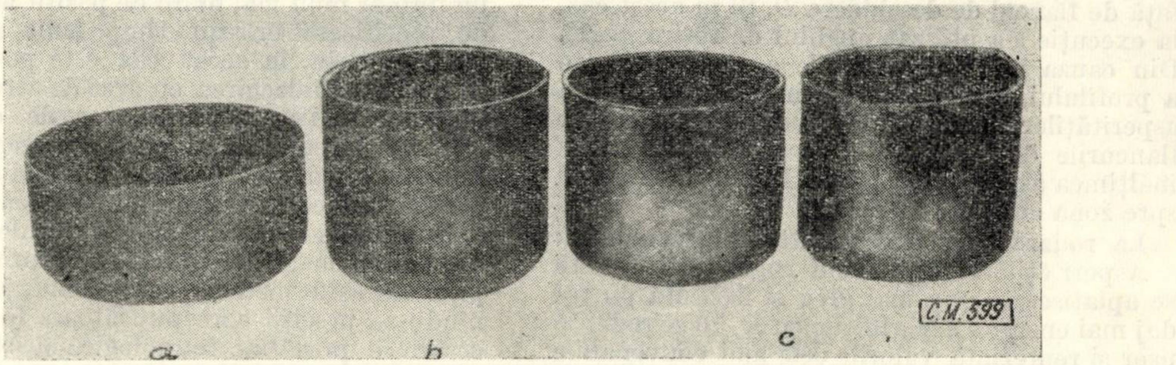


Fig.3. Piese ambutisate din tablă de oţel cu matriţe diferite :

a – cu matriţe obişnuite, dintr-o operaţie ; *b* – cu matriţe obişnuite, din două operaţii ; *c* – cu noua matriţă, dintr-o operaţie.

Matriţa s-a proiectat astfel încît primele două operaţii de ambutisare din vechea variantă tehnologică să se execute dintr-o operaţie. În acest fel, în noua variantă tehnologică, S.D.V.-urile pentru celelalte operaţii au rămas aceleaşi. Coeficientul de ambutisare cu noua matriţă a rezultat $m = 0{,}46$.

Confecţionarea semifabricatelor pentru ambutisarea carcaselor în noua variantă se face din tablă de aceeaşi calitate avînd $g = 3$ mm, $\sigma_r = (314\ldots334)$ MN/m^2 $(32\ldots34)$ kgf/mm^2, $\varepsilon_r = (31\ldots36)\%$, iar structura feritică cu grăunţi mici de punctaj 7 (fig. 2) după scara de granulaţie dată în STAS 5949–65.

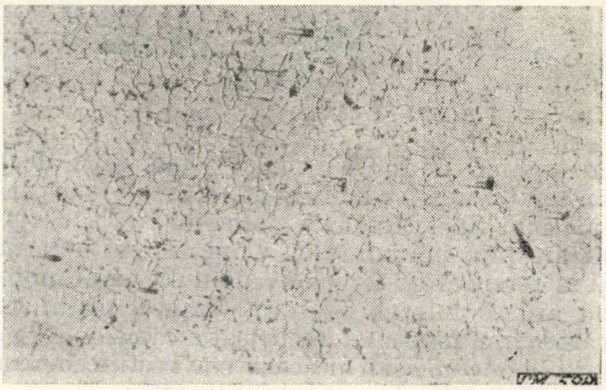


Fig. 2. Microstructura tablei de oţel ; grăunţi de ferită de punctaj 7 ; atac nital, 100 :1.

Placa de ambutisare s-a construit din oţel înalt aliat cu crom, C 120. Raza de rotunjire a muchiei acesteia s-a calculat cu relaţia (1) aferentă matriţelor cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor [6] şi are valoarea $r_m = 60$ mm :

$$r_m = k_1\, d - k_2. \qquad (1)$$

În relaţia (1), d reprezintă diametrul pieselor de ambutisat, iar k_1 şi k_2 sînt coeficienţi ale

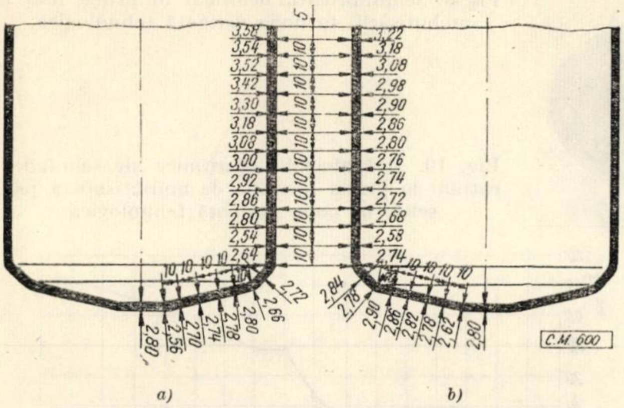

3,58
3,54
3,52
3,42
3,30
3,18
3,08
3,00
2,92
2,86
2,80
2,54
2,64
2,80
2,56
2,70
2,74
2,78
2,80
2,66
2,72
3,22
3,18
3,08
2,98
2,90
2,86
2,80
2,76
2,74
2,72
2,68
2,58
2,74
2,84
2,78
2,90
2,86
2,82
2,76
2,62
2,80
C.M. 600
a)
b)

Fig. 4. Grosimea materialului pieselor ambutisate: *a* – în noua variantă tehnologică; *b* – în vechea variantă tehnologică.

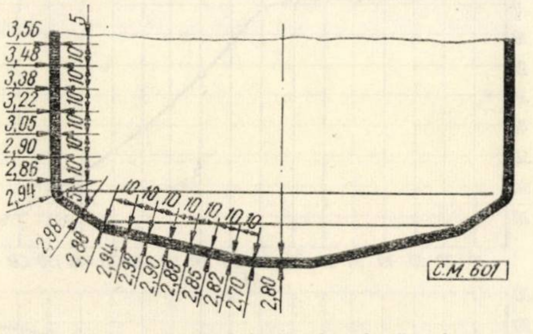

3,56
3,48
3,38
3,22
3,05
2,90
2,86
2,94
2,98
2,94
2,92
2,90
2,88
2,86
2,82
2,70
2,80
C.M. 601

Fig. 5. Grosimea materialului pieselor după prima operaţie de ambutisare cu matriţa obişnuită.

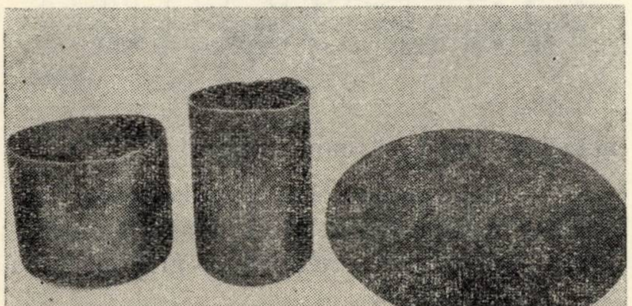


Fig. 6. Piese ambutisate în noua variantă tehnologică: *a* – după prima operaţie; *b* – după a doua operaţie; *c* – semifabricatul plan folosit.

căror valori sînt funcţie de coeficientul de ambutisare *m*.

Poansonul matriţei proiectate este asemănător cu cel folosit la vechea matriţă.

Calitatea şi precizia pieselor obţinute sînt factori determinanţi în ce priveşte aprecierea noului procedeu şi dispozitiv de ambutisare. În figurile 3, *a* şi 3, *b* se văd piesele obţinute cu matriţele obişnuite, după prima şi respectiv a doua operaţie de ambutisare, iar în figura 3, *c* se văd două dintre piesele obţinute dintr-o operaţie cu noua matriţă. Acestea din urmă corespund geometric cu cele obţinute după a doua operaţie (fig. 3,*b*). În ce priveşte variaţia grosimii pereţilor pieselor pe meridian, sînt însă unele deosebiri (fig. 4). Subţierea peretelui pieselor în zona periculoasă este aproximativ aceeaşi în ambele cazuri, iar îngroşarea în partea superioară este mai accentuată în cazul ambutisării cu noua matriţă.

Măsurările efectuate asupra grosimii materialului pieselor obţinute după prima operaţie în vechea variantă tehnologică (fig. 3,*a*) arată că îngroşarea materialului în partea superioară a acestora (fig. 5) este asemănătoare cu cea în cazul pieselor obţinute cu noua matriţă (fig. 4,*a*).

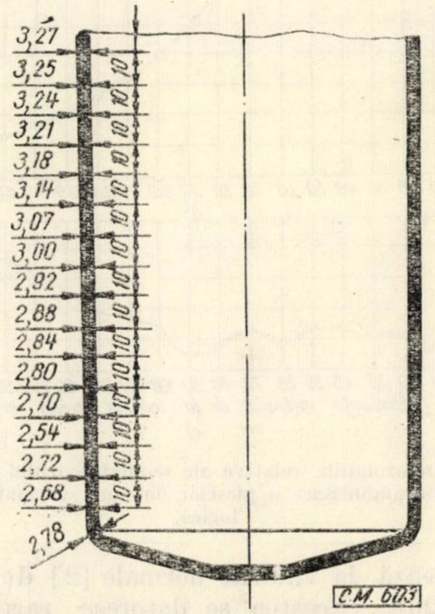

3,27
3,25
3,24
3,21
3,18
3,14
3,07
3,00
2,92
2,88
2,84
2,80
2,70
2,54
2,72
2,68
2,78
C.M. 603

Fig. 7. Grosimea materialului pieselor după a doua operaţie de ambutisare, în noua variantă tehnologică.

Procedîndu-se şi la măsurarea grosimii peretelui pieselor după a doua operaţie de ambutisare, obţinute cu noua matriţă (fig. 6,, *b*) s-a constatat că aceasta este mult mai uniformă decît după prima operaţie, iar valoarea sa maximă (fig. 7) este comparabilă cu cea a pieselor obţinute din două operaţii cu matriţele obişnuite (fig.4,*b*). Rezultă că îngroşarea maximă a materialului în partea superioară a pieselor ambutisate este specifică primei operaţii şi că la următoarele operaţii aceasta se micşorează întrucîtva, iar grosimea peretelui pieselor rezultă mai uniformă.

Deşi gradul de deformare al materialului semifabricatului în noua variantă tehnologică este considerabil majorat, cantitatea de material în exces fiind mult mai mare decît în cazul ambutisării obişnuite (fig. 8), totuşi îngroşarea şi subţierea materialului pieselor

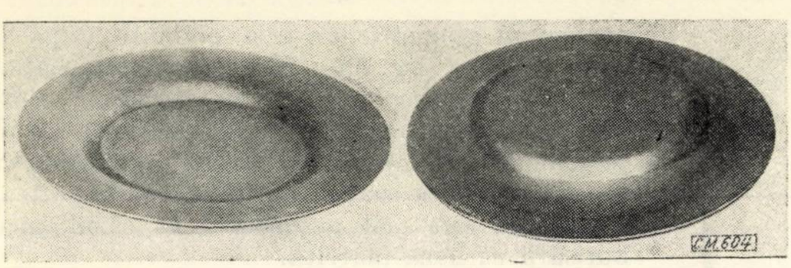


Fig. 8. Semifabricatul deformat în prima fază a ambutisării, în noua variantă tehnologică.

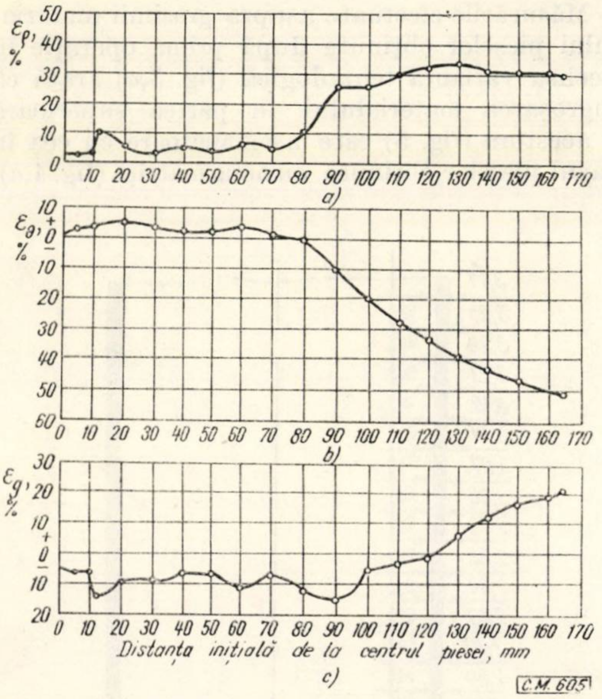
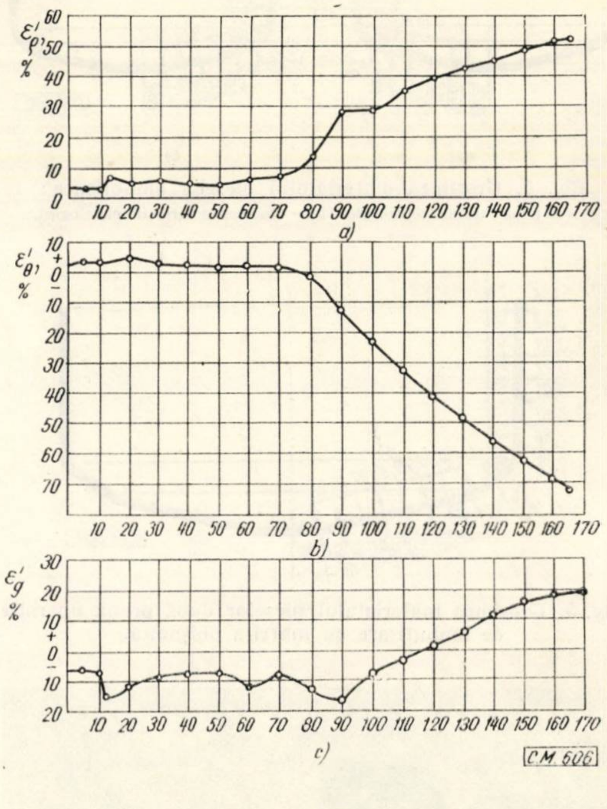


Fig. 9. Deformaţiile relative ale semifabricatului la prima operaţie de ambutisare a pieselor, în noua variantă tehnologică.

Fig. 10. Deformaţiile logaritmice ale semifabricatului la prima operaţie de ambutisare a pieselor, în noua variantă tehnologică.



se situează la valorile normale [2] de aproximativ 20%. Acestea se datoresc razei mari de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare, care face ca deformarea plastică a materialului să fie mult îmbunătăţită.

Deformaţiile materialului semifabricatului, urmează aceleaşi legi de variaţie ca şi la ambutisarea obişnuită [2] însă sînt mult mai mari.

Prin diagramele din figura 9 se evidenţiază deformaţiile relative calculate cu relaţiile (2), iar prin diagramele din figura 10, deformaţiile logaritmice determinate cu relaţiile (3). În aceste relaţii;

$$\varepsilon_\rho = \frac{L - R_0}{R_0}; \quad \varepsilon_Q = \frac{R - R_0}{R_0}; \quad \varepsilon_g = \frac{g - g_0}{g_0}; \tag{2}$$

$$\varepsilon'_\rho = \ln\frac{L}{R_0}; \quad \varepsilon'_Q = \ln\frac{R}{R_0}; \quad \varepsilon'_g = \ln\frac{g}{g_0}, \tag{3}$$

notaţiile sînt după cum urmează:

ε_ρ — deformaţia relativă radială;
ε_Q — deformaţia relativă circumferenţială;
ε_g — deformaţia relativă la grosimea materialului;
ε'_ρ — deformaţia logaritmică radială;
ε'_Q — deformaţia logaritmică circumferenţială;
ε_g — deformaţia logaritmică la grosimea materialului;
L — lungimea măsurată pe meridian, de la centru spre partea superioară a piesei, corespunzătoare unei anumite raze R_0;
R_0 — raza curentă a semifabricatului plan;
R — raza curentă a piesei ambutisate, la care a ajuns materialul semifabricatului de rază R_0;
g_0 — grosimea iniţială a materialului semifabricatului;
g — grosimea materialului piesei ambutisate.

Deformaţiile semifabricatului s-au calculat în ipoteza că volumul materialului acestuia practic rămîne constant în timpul deformării plastice la rece, adică s-a avut în vedere şi relaţia (4);

$$\varepsilon_\rho + \varepsilon_Q + \varepsilon_\theta = 0. \qquad (4)$$

Precizia formei geometrice şi mărimea arcuirii pieselor după prima operaţie de ambutisare în noile condiţii tehnologice, prezintă de asemenea importanţă în ceea ce priveşte aprecierea

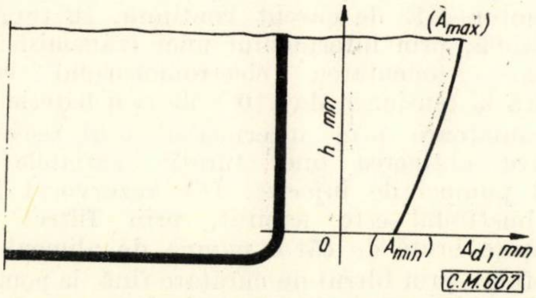


Fig. 11. Arcuirea pieselor obţinute dintr-o operaţie de ambutisare cu matriţe obişnuite.

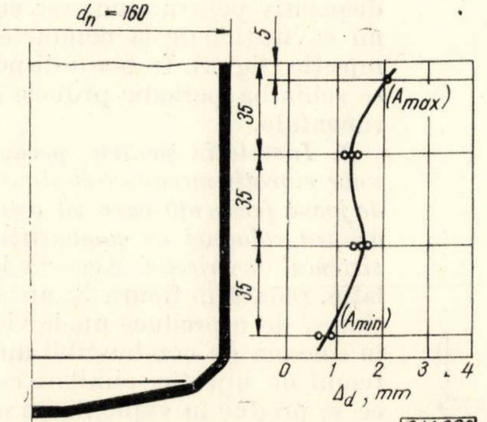


Fig.12. Arcuirea pieselor obţinute dintr-o operaţie de ambutisare cu noua matriţă.

calităţii produsului. La piesele cilindrice fără flanşă, ambutisate dintr-o operaţie cu matriţe obişnuite [7], arcuirea creşte continuu spre partea superioară (fig. 11). La piesele ambutisate cu noua matriţă, arcuirea este aproximativ aceeaşi, însă are o altă lege de variaţie cu înălţimea (fig. 12), forma acestora fiind asemănătoare cu cea a pieselor cilindrice cu flanşă. Aceasta rezultă din faptul că, în noua variantă tehnologică, gradul de deformare al materialului semifabricatului este sensibil majorat.

Din cele de mai sus se constată că piesele obţinute cu noua matriţă de ambutisare corespund întrutotul preciziei şi calităţii pieselor obţinute cu matriţe obişnuite.

Eficienţa economică a noului procedeu de ambutisare este substanţială. De exemplu, la ambutisarea carcasei filtrului de ulei a motorului tractorului U—650 norma de timp pe bucată, aferentă primelor două operaţii din vechea variantă tehnologică, s-a redus de la 0,276 minute la 0,127 minute. Aceasta a dus la economii în valoare de peste 20 000 lei anual, planul de producţie lunar la acest reper fiind mic.

Reducerea considerabilă de timp pe bucată se datoreşte şi eliminării unor operaţii ajutătoare care se efectuau între primele două operaţii de ambutisare în vechea variantă tehnologică.

Procedeul de ambutisare cu matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor prezintă posibilităţi de generalizare în producţie pentru toate tipurile de piese cilindrice, în special pentru cele de dimensiuni mari şi mijlocii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oehler, G.* Das simultan Tiefziehverfahren. In : Industrie Anzeiger, nr. 71, sept 1967.

[2] *Romanovski, V. P.* Sprovocinik po holodnoi ştampovke. Moscova Maşinostroienie, 1965.

[3] *Iliescu, C.* Sistem combinat de strîngere (plan şi curbiliniu) a semifabricatelor la ambutisare. Eficienţa sa tehnico-economică. În : Industria uşoară, nr. 2, 1965.

[4] *Iliescu, C.* Sistem combinat de strîngere a semifabricatelor la ambutisare. Soluţii constructive. In : Construcţia de Maşini, nr. 12, 1967.

[5] *Iliescu, C.* Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă de oţel folosind matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. In : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1968.

[6] *Iliescu, C.* Parametri geometrici ai sculelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. In : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1968.

[7] *Iliescu, C., Boncoi, Gh.* O nouă metodă de calcul pentru dimensionarea părţilor active ale sculelor matriţelor de ambutisare. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1965.

34

CZ 621.436.034.3:620. 193.1

Contribuţii la studiul eroziunii cavitaţionale şi coroziunii în elementele sistemului de injecţie la motorul D-103

Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU – Filiala Iaşi a Academiei R.S. România

Actualmente, în literatura tehnică de specialitate, rezultatele puţinelor cercetări privind eroziunea cavitaţională şi rezistenţa materialelor faţă de cavitaţie, în domeniul construcţiilor de maşini, sînt contradictorii şi nesistematizate [1], [2], [3], [4], [5].

În prezenta lucrare se vor studia pe cale experimentală şi se vor evidenţia unii factori care influenţează distrugerile prin cavitaţie şi coroziune la materialele de bază ce intră în construcţia echipamentului de injecţie de pe motorul D–103.

Descrierea aparaturii experimentale folosite

Instalaţia experimentală este alcătuită din următoarele părţi:

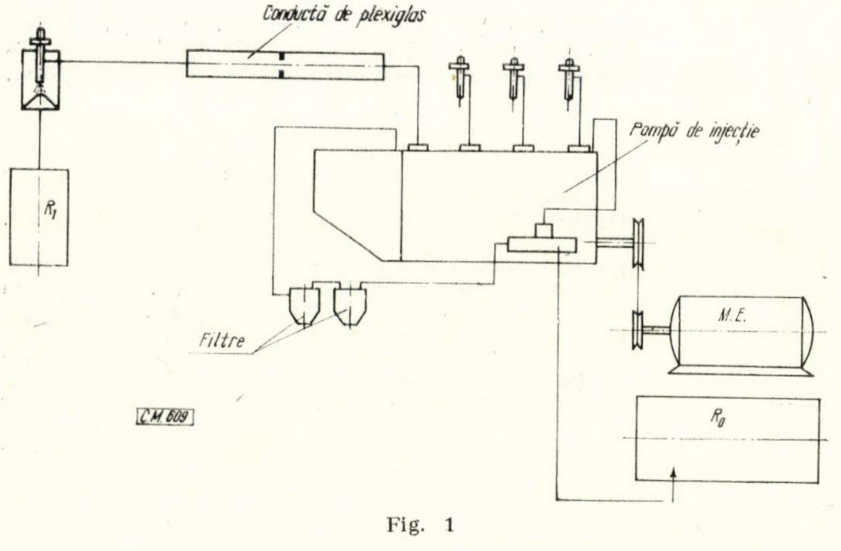


Fig. 1

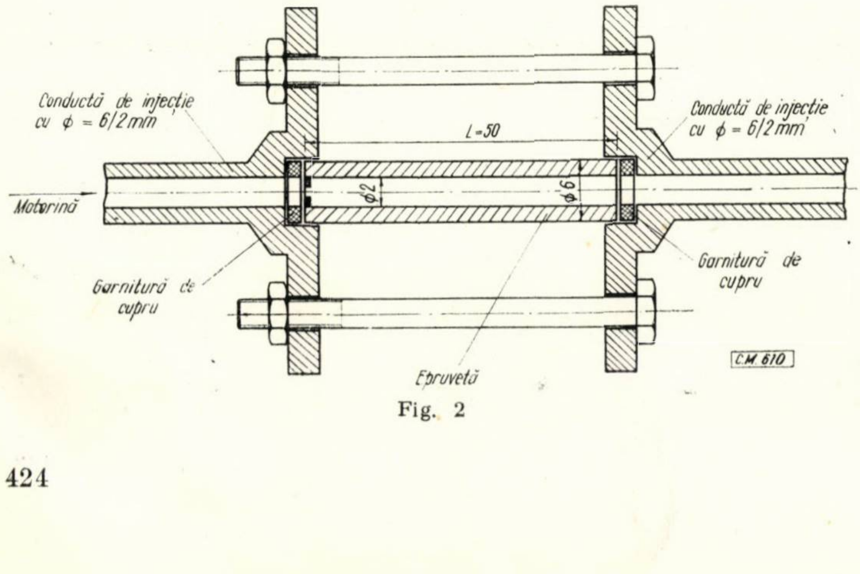

Conductă de injecţie cu φ = 6/2 mm
Conductă de injecţie cu φ = 6/2 mm
L=50
φ2
φ6
Motorină
Garnitură de cupru
Garnitură de cupru
Epruvetă
CM 610

Fig. 2

1. *Standul (bancul) experimental de injecţie.* Schena de principiu a bancului experimental de injecţie este redată în figura 1.

Pompa de injecţie este antrenată de un electromotor ME de curent continuu, cu turaţie variabilă, prin intermediul unei transmisii cu curea. Alimentarea electromotorului este făcută la tensiunea de 110 V de la o baterie de acumulatoare prin intermediul unui reostat, pentru obţinerea unei turaţii variabile la axul pompei de injecţie. Din rezervorul R_0, combustibilul este aspirat, prin filtrul de curăţare brută de către pompa de alimentare şi refulat, prin filtrul de curăţare fină, la pompa de injecţie care asigură vehicularea combustibilului în circuitul de înaltă presiune. Pe circuitul de înaltă presiune s-a introdus un dispozitiv pentru studierea eroziunii cavitaţionale la conductele de injecţie (fig. 2). În acest dispozitiv se schimbă periodic probele experimentale.

2. *Instalaţia pentru producerea unor vibraţii mecanice suplimentare de joasă frecvenţă care să acţioneze asupra coloanei de combustibil din sistemul de injecţie.* Această instalaţie, redată în figura 3, are funcţiunea de a produce unele vibraţii în coloana de combustibil din sistemul de injecţie, similare cu cele ce se produc în exploatarea motorului considerat.

Instalaţia de vibraţii este alcătuită dintr-un element de pompă de injecţie acţionat, prin intermediul unui came cu excentric, de către un motor cu turaţie variabilă.

3. *Instalaţia de ultrasunete.* Această instalaţie este redată detaliat în alte două lucrări anterioare ale autorului [6], [7].

Metodica de cercetare experimentală

Pentru cercetarea experimentală a coroziunii şi eroziunii prin cavitaţie la acele de injectoare şi la conductele de injecţie s-a folosit metoda de măsurare prin cîntărire. Aprecierea eroziunii cavitataţionale s-a făcut fie cu ajutorul indicelui gravimetric de eroziune, fie cu ajutorul vitezei (indicelui) de penetrație a eroziunii. Primul indice se exprimă în g/m^2h și al doilea în mm/1 000 h.

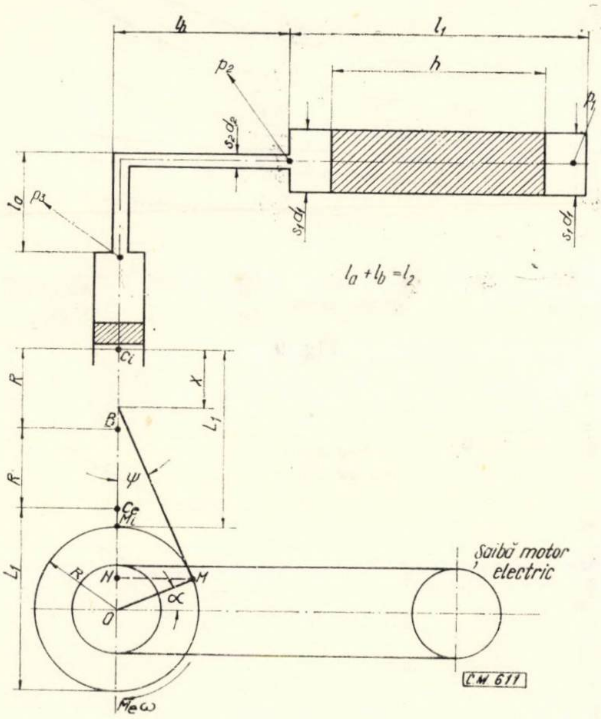


Fig. 3

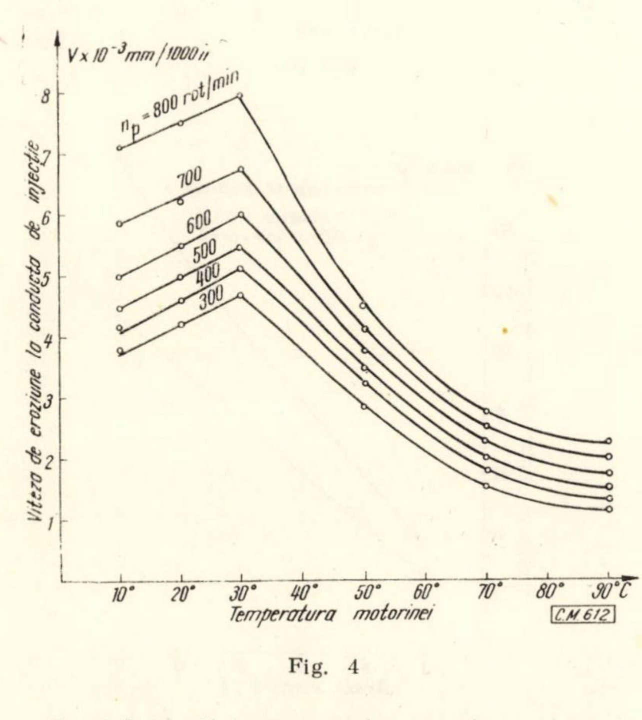


Fig. 4

Gradul de distrugere prin coroziune și cavitație a fost determinat din diferența în greutate a pieselor susmenționate, făcîndu-se cîntăririle lor la începutul și la sfîrșitul unei perioade de funcționare de 3—16 ore. Cîntărirea s-a efectuat la o balanță micro-analitică cu o precizie de 10^{-5} g.

Ca rezultat final al fiecărei măsurători, care reprezintă un punct pe curba experimentală, s-a luat media aritmetică a cinci determinări. Abaterea fiecărei determinări față de media rezultatelor, adică dispersia valorilor, nu a fost mai mare decît 10%. Înainte și după fiecare experimentare, probele au fost curățate în diferiți solvenți.

În unele din experiențele noastre, motorinele folosite au fost în prealabil filtrate la o ultracentrifugă.

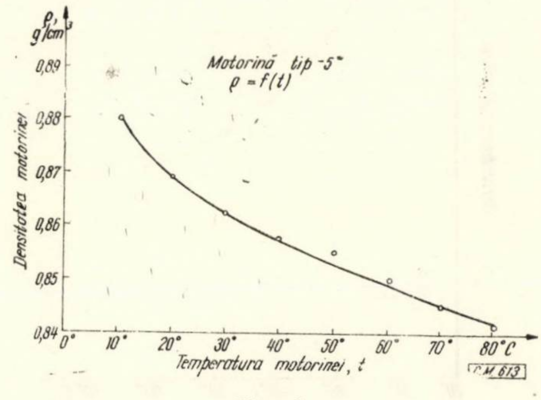


Fig. 5

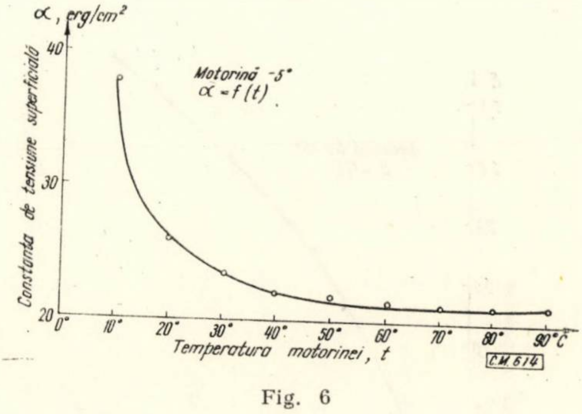


Fig. 6

Rezultatele experimentale obținute

În figura 4 sînt trasate curbele experimentale ce reprezintă variația vitezei de eroziune cavitațională a unei conducte de injecție în funcție de temperatura combustibilului, pentru șase valori diferite ale vitezei de rotație a axului pompei de injecție.

În timpul experimentării s-a folosit motorina de tractor tip — 5°.

Din examinarea curbelor prezentate în figura 4 se remarcă că eroziunea cavitațională la conductele de injecție prezintă la început o creștere, un maxim și apoi o descreștere o dată cu mărirea temperaturii combustibilului.

Pentru a arăta dacă alura şi caracterul graficelor din figura 4 se datoresc sau nu variaţiei constantelor fizice ale motorinei cu temperatura, în figurile 5—8 s-a redat variaţia densităţii (fig. 5), a tensiunii superficiale (fig. 6), a vîscozităţii (fig. 7) şi a permitivităţii dielectrice (fig. 8) a motorinei în raport cu temperatura.

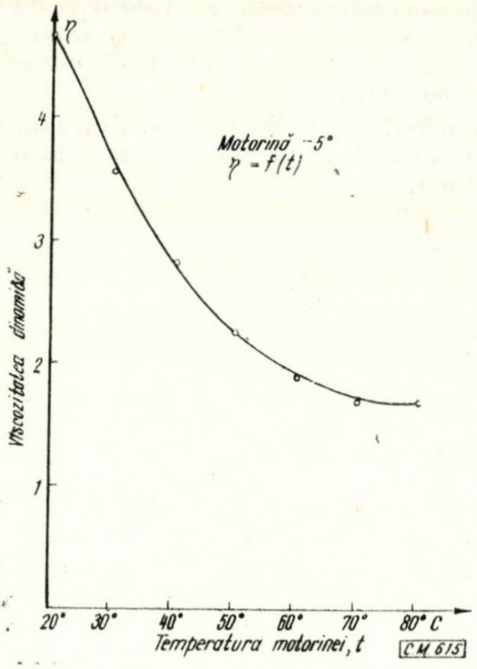


Fig. 7

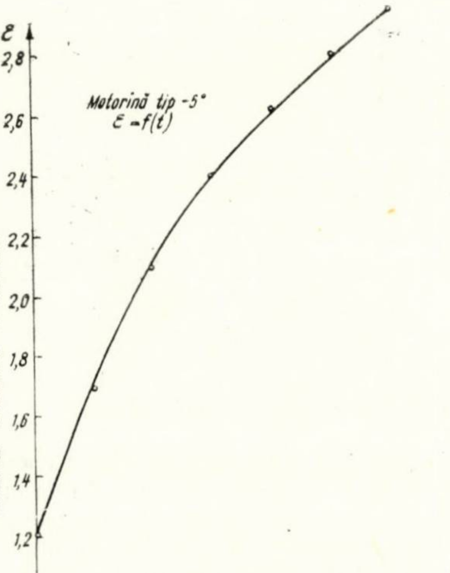


Fig. 8

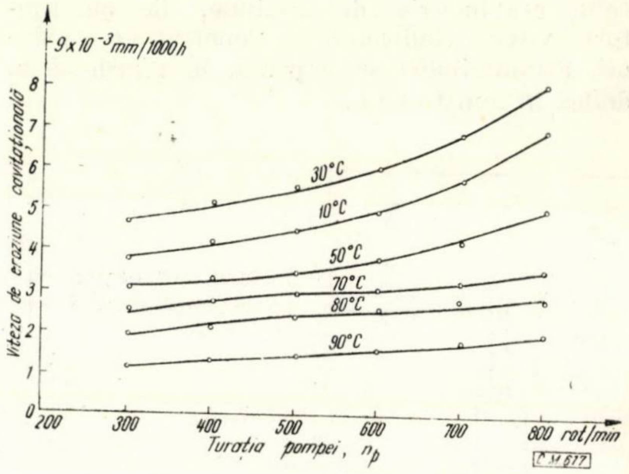


Fig. 9

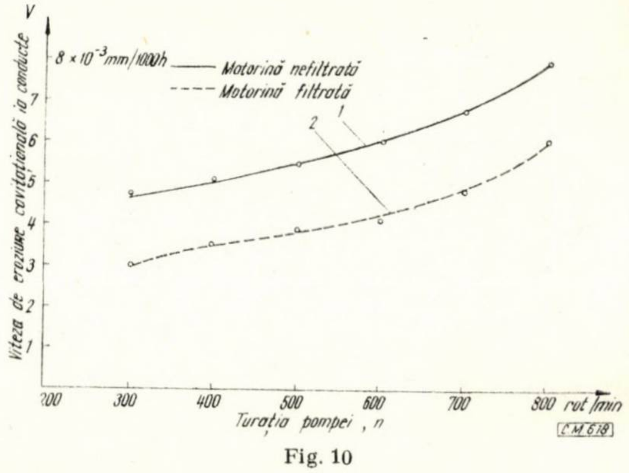


Fig. 10

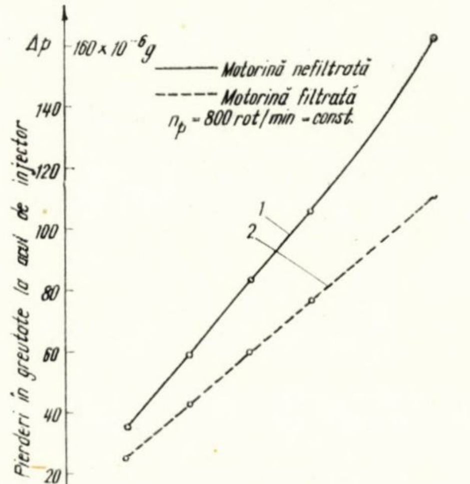


Fig. 11

Examinarea acestor grafice arată că primele trei constante fizice ale combustibilului lichid scad cu temperatura, în timp ce permitivitatea dielectrică a motorinei crește continuu o dată cu mărirea temperaturii.

Din acest motiv, caracterul curbelor din figura 4 îndreptățește să se presupună că prezența unui maxim în curbele de variație a distrugerii cavitaționale la temperatura de 30°C, în cazul motorinei de tractor, nu se datorește variației constantelor fizice ale acesteia, ci vaporilor și gazelor existente în coloana de combustibil lichid. Creșterea eroziunii cavitaționale o dată cu mărirea temperaturii combustibilului se explică prin creșterea numărului de nuclee și bule de cavitație la temperaturi din ce în ce mai ridicate.

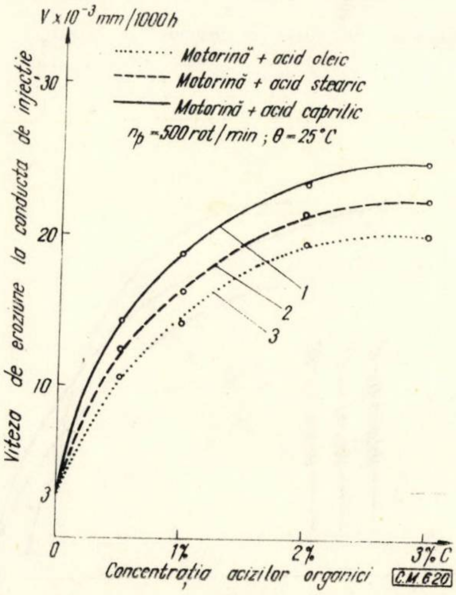


Fig. 12

Scăderea eroziunii cavitaționale la temperaturi mai mari decît 30°C se justifică prin intervenția unei amortizări a undei de șoc, produsă în procesul de implozie al bulelor de cavitație. Pe măsură ce temperatura bulei crește, elasticitatea gazelor din interiorul acesteia se mărește, ceea ce provoacă o contrapresiune care se exercită asupra pereților interiori ai bulei și se opune presiunii exterioare care tinde să închidă bula de cavitație.

Se constată deci că eroziunea cavitațională maximă în cazul motorinei are loc la o temperatură de + 30°C, cînd viteza de eroziune este de circa patru ori mai mare decît la 90°C.

În figura 9 este arătată corelația dintre gradul de eroziune al unei conducte de înaltă presiune și viteza de rotație a pompei de injecție.

Se constată că la temperaturi mai mari decît 70°C, atunci cînd viteza de rotație a pompei de injecție crește, viteza de eroziune cavitațională se menține aproximativ constantă. La temperaturi apropiate de acelea ale mediului exterior, gradul de distrugere prin cavitație crește atunci cînd viteza de rotație a pompei de injecție se mărește.

În figurile 10 și 11 sînt redate curbele de variație ale intensității distrugerii prin cavitație la temperatură constantă o dată cu variația vitezei de rotație a pompei de injecție, în cazul motorinelor filtrate și nefiltrate, la conductele de injecție (fig. 10) și la acele de injector (fig. 11), în raport cu durata încercării.

Experiențele făcute cu motorină conținînd diferiți acizi organici (fig. 12 : 1-acid oleic $C_{17}H_{33}$ COOH ; 2-acid stearic C_{17} H_{25} COOH ; 3-acid caprilic C_{17} H_{15} COOH) au arătat că acizii cu un număr mic de molecule intensifică viteza de coroziune și eroziune față de acizii cu număr mare de molecule.

În consecință, acizii organici prezenți în motorine măresc distrugerea acelor de injector.

În figura 13 se arată cum prezența apei sau a sulfului accentuează uzura echipamentului de injecție.

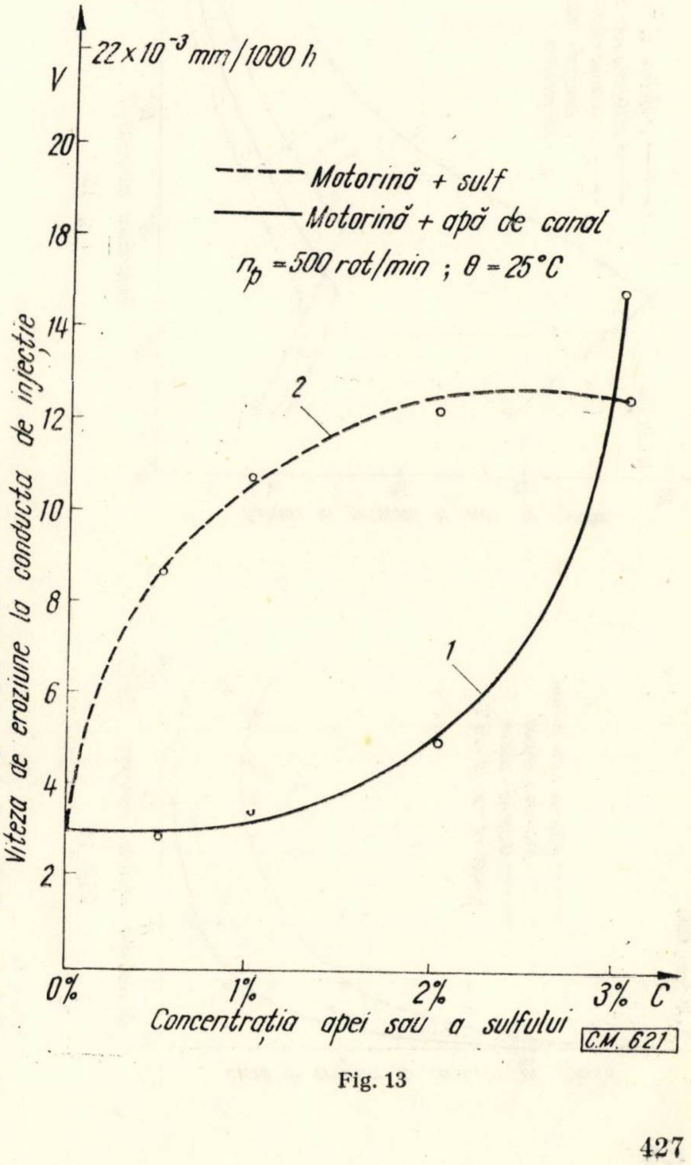


Fig. 13

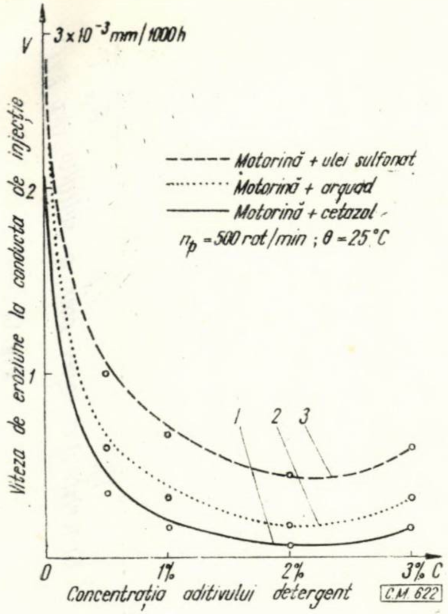


Fig. 14

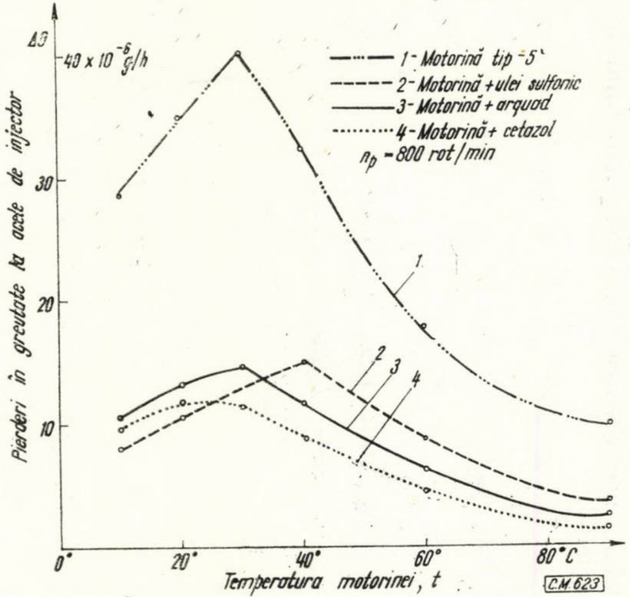


Fig. 15

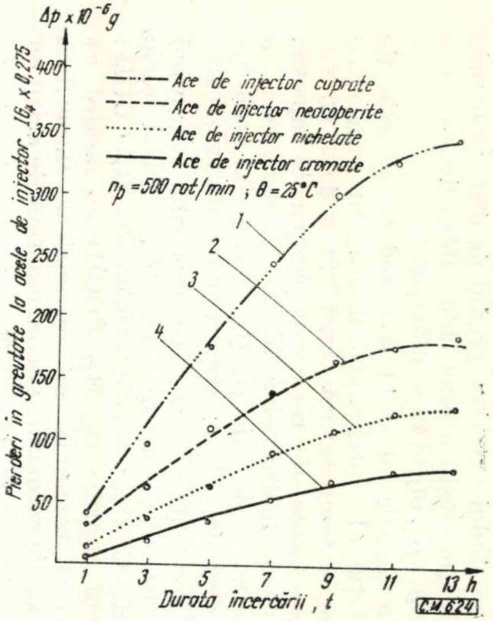


Fig. 16

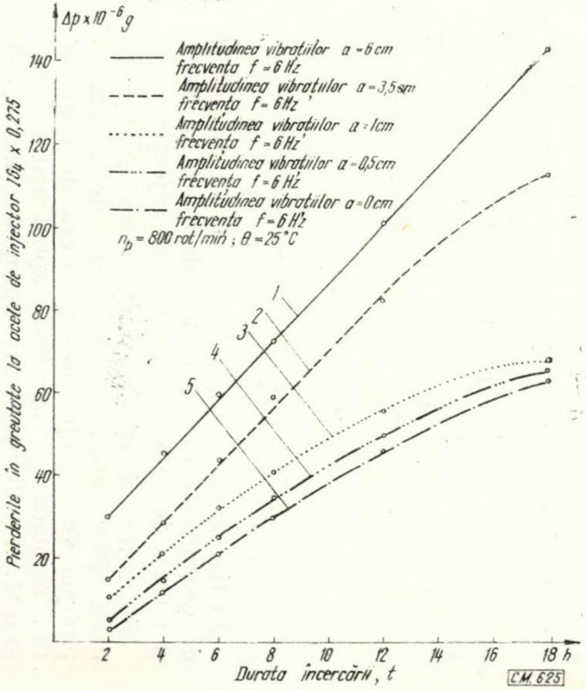


Fig. 17

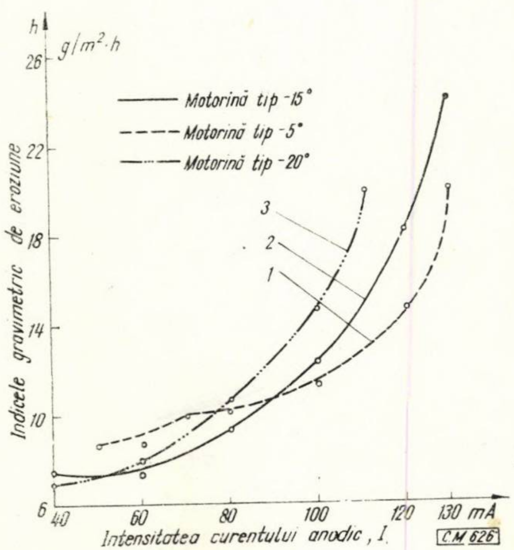


Fig. 18

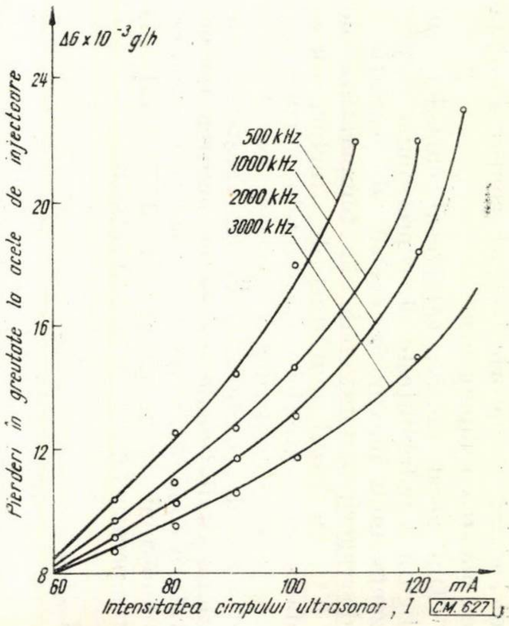


Fig. 19

Dependenţa uzurii conductelor de injecţie de concentraţia a trei feluri de aditivi detergenţi este redată în figura 14.

Se observă că efectele favorabile se obţin la concentraţii mici ale aditivilor detergenţi (1—2%), cînd eficacitatea lor este maximă.

Din figura 15 se constată că variaţia eroziunii unor ace de injecţie în funcţie de temperatură rămîne aceeaşi calitativ, independent de adaosurile de aditivi. Apare totuşi o protecţie mai eficace la temperaturi ridicate.

În figura 16 sînt trasate pierderile în greutate suferite de către patru ace de injector, acoperite cu straturi galvanice diferite de aceeaşi grosime (3—4 microni).

Se observă că stratul de crom se comportă faţă de uzura prin cavitaţie de două ori mai bine decît stratul de nichel şi de patru ori mai bine decît acul de injector neacoperit. Se remarcă slaba rezistenţă la uzură a straturilor de cupru.

În figura 17 sînt redate curbele de variaţie ale pierderilor în greutate la acele de injector în raport cu durata încercării, în condiţiile acţiunii unor vibraţii mecanice suplimentare de 6 Hz şi cu amplitudini diferite.

O dată cu creşterea amplitudinii vibraţiilor se măreşte procesul de eroziune cavitaţională. Este de presupus că, la solicitări vibratorii cu frecvenţe foarte joase, datorită şocului produs de vibraţii, raportul dintre raza maximă şi cea minimă a unei bule de cavitaţie este mult micşorat, fapt care determină scăderea intensităţii fenomenului.

Rezultatele experimentale cu ultrasunete sînt redate sub formă de grafice în figurile 18 şi 19.

În figura 18 se remarcă că, în cazul celor trei tipuri de motorine folosite, la intensităţi mari ale ultrasunetelor (curent anodic: I100 mA), distrugerea prin cavitaţie este direct proporţională cu intensitatea cîmpului ultrasonor şi cu durata ultrasunetului.

In figura 19 se constată că, o dată cu creşterea frecvenţei cîmpului ultrasonor, intensitatea distrugerii prin cavitaţie la acele de injector se micşorează.

Concluzii

Principalele concluzii care rezultă din cercetările experimentale efectuate de autor, sînt următoarele:

— în cazul motorinei, eroziunea cavitaţională maximă se produce la temperatura de + 30°C;

— la temperaturi ridicate, viteza de eroziune în conductele de injecţie depinde foarte puţin de viteza de rotaţie a pompei de injecţie;

— prin filtrarea motorinei, gradul de distrugere al acelor de injector şi al conductelor de injecţie scade cu circa 30%;

— motorinele conţinînd acizi organici contribuie la intensificarea uzurii acelor de injector;

— apa şi sulful sînt principalele cauze ale coroziunii accelerate a echipamentului de injecţie;

— ultrasunetele intensifică mult distrugerile prin cavitaţie la elementele sistemului de injecţie;

— folosirea unor straturi protectoare galvanice de crom sau nichel şi aditivii detergenţi introduşi în motorine în concentraţii mici ar putea reduce foarte mult pagubele provocate prin coroziune şi eroziune cavitaţională în echipamentul de injecţie al motorului de tractor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, B., Silaşi, C., Baţagă, N.*: Rodarea şi uzura motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, Ed. tehnică, 1967.

[2] *Olzewski, J. D.*: Die Verhütung der Kavitationserosion in Einspritzleitungen durch einen euartige Gleichdruckentlastung. În: M.T.Z., nr. 5, 1968, p.188—199.

[3] *Guido, A. R.*: Un fenomeno di cavitazione nei polverizzatori e sua influenza sui depositi nei motori Diesel. In: Il Calore, no. 5, p. 190—201, 1966.

[4] *Plesset, M. S.*: On the mechanism of cavitation damage. În: Trans. A.S.M.E., oct 1955, p. 1055—1064.

[5] *Plesset, M.S.*: An experimental method for evaluation of resistance to cavitation erosion. Cavitation and hydraulic machinery, 1962, p. 87—111.

[6] *Lăzărescu, E.* ş.a.: Comportarea ţevilor sudate la eroziunea cavitaţională. În: Metalurgia, nr. 6, 1968, p. 339—342.

[7] *Lăzărescu, E.*: Influenţa ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaţionale în conductele de înaltă presiune ale sistemelor de injecţie. Lucrare prezentată la sesiunea ştiinţifică a Instit. pol. Iaşi, 28—30 sept 1967.

adalék

CZ 621.51 :621.824–762

hozzájárulás

alkatrész tömítés vizsgálat erő

Contribuţii teoretice în vederea dimensionării ansamblului piesă de etanşare-arbore prin examinarea forţelor ce apar în presgarnituri şi inele „O"

Ing. Dumitru MIHALCEA — Uzina „Tehnofrig" – Cluj

În cutia de etanşare a arborelui unui compresor, a tijei unui robinet sau a capătului axului alimentare-evacuare cu agent frigorific a unui tambur de răcire apar forţe şi momente de frecare ce încarcă suplimentar organele în mişcare.

Cunoaşterea exactă a acestora este necesară nu numai pentru calculul însuşi al garniturii ci şi la dimensionarea axelor şi tijelor. De asemenea supradimensionarea motoarelor de antrenare se poate evita prin calculul puterii la capătul arborilor ce trec prin cutiile de etanşare.

Mărimea acestor sarcini suplimentare depinde de:

— soluţia constructivă aleasă pentru dispozitivul de etanşare, adică etanşări cu presgarnitură, etanşări cu inele O etc.;

— presiunea de lucru pentru care a fost dimensionat dispozitivul de etanşare;

— natura materialului şi forma secţiunii transversale a garniturii.

Teoria generală a etanşării. Pentru a realiza etanşarea, umplutura trebuie să exercite asupra suprafeţei de etanşat o presiune specifică p_r mai mare decît presiunea interioară de lucru p_i. Astfel se poate scrie:

$$p_r \geqslant p_i \text{ sau } p_r = a p_i.$$

Aici a este un factor al etanşării.

Se poate defini condiţia general valabilă a etanşărilor:

„Presiunea specifică p_r realizată între garnitură şi suprafaţa de etanşat de către presiunea de strîngere să fie mai mare sau egală, în planul de contact dintre fluid şi umplutură, cu presiunea interioară de lucru p_i."

Autoetanşarea ($p_r = p_i$) se întîlneşte la etanşările cu inele O, iar etanşarea forţată ($p_r \geqslant p_i$) la presgarnituri.

Confruntări ale teoriilor asupra etanşărilor cu presgarnitură. Semnificaţia notaţiilor folosite este:

p_z — presiunea axială în umplutură la cota z, kgf/cm²;

p_l — presiunea axială la baza cutiei de etanşare, kgf/cm²;

p_L — presiunea axială în lunetă, kgf/cm²;

p_i — presiunea interioară de lucru în recipientul de etanşat, kgf/cm²;

$k = \frac{1}{n}$ — factor de transformare al presiunii axiale în presiune radială;

l — lungimea totală a cutiei de etanşare, cm;

s — lăţimea umpluturii pe rază, cm;

μ_i — coeficientul de frecare cu arborele;

μ_p — coeficientul de frecare cu peretele cutiei de etanşare.

Etanşarea arborelui, ce se află într-o mişcare de translaţie, rotaţie sau elicoidală la presgarnitura din figura 1, se face în urma curgerii radiale a materialului garniturii din cauza presiunii axiale ce acţionează asupra ei.

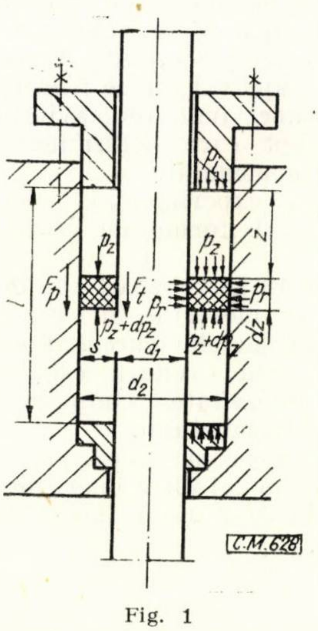


Fig. 1

Calculul cutiei de etanşare s-a făcut în ipoteza:

— omogenitatea perfectă a materialului garniturii;

— garnitura este încărcată cu sarcini uniform distribuite;

— în cutia de etanşare să nu existe spaţii neumplute de garnitură.

Inelul de garnitură de grosime dz, ce se află la distanţa z de suprafaţa interioară a lunetei (planul de referinţă), are tendinţa de a se deplasa sub acţiunea presiunii axiale, dar i se opun forţele de frecare F_t a umpluturii cu arborele şi, respectiv, F_p cu peretele cutiei de etanşare.

În funcţionare, acţiunea presiunilor axiale p_z şi $p_z + dp_z$ va crea în elementul de garnitură, datorită elasticităţii materialului, presiunea radială : $p_r = kp_z$.

Această presiune radială devine, în planul de contact dintre fluid şi garnitură, conform condiţiei generale de etanşare :

$$p_i = kp_l. \tag{1}$$

În lucrarea [1], autorii considerînd $\mu_t = \mu_p = \mu$ stabilesc o legătură între p_L şi p_l de forma :

$$p_L = p_l\, e^{\frac{2\mu}{ns} l}, \tag{2}$$

unde $n = \frac{1}{k}$.

Th. Hoffmann [2] în stabilirea presiunilor critice din etanşările cu presgarnitură porneşte de la relaţia clasică a lui Thomson :

$$p_L = p_l e^{(\mu_t + \mu_p) \frac{kl}{s}}, \tag{3}$$

în care coeficientul de frecare $\mu_t \neq \mu_p$. Rămîne de stabilit care dintre cele două relaţii (2) şi (3) se poate generaliza.

Echilibrul forţelor pe verticală, ce acţionează asupra unui element de garnitură din figura 1, se poate scrie sub forma :

$$p_r \pi d_1 dz \mu_t + p_r \pi d_2 dz \mu_p = - \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)\, dp_z.$$

În cazul $\mu_t = \mu_p = \mu$ şi în condiţia de elasticitate a garniturii $p_r = kp_z$, după transformări ale relaţiei se obţine :

$$\frac{dp_z}{p_z} = - \frac{2\, kl}{s}.$$

Prin integrare în limitele $z = z$ şi $z = 1$ se ajunge la mărimea presiunii axiale la cota z :

$$p_z = p_l e^{\frac{2\,\mu\, k}{s} (l-z)}$$

În cazul particular $z = 0$, p_z devine p_L adică relaţia (2) în condiţia $p_r = \mathrm{k}p_z$:

$$p_L = p_l e^{\frac{2\,\mu\, k}{s} l}. \tag{4}$$

Cînd $\mu_t \neq \mu_p$, pentru a afla valoarea presiunii p_L se consideră că forţele de frecare acţionează pe circumferinţa unui cerc cu diametrul $d_m = \frac{1}{2} (d_1 + d_2)$.

Ecuaţia de echilibru a forţelor devine în acest caz :

$$p_r \pi d_m dz\, \mu_t + p_r \pi d_m dz\, \mu_p = - \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)\, dp_z,$$

care se poate scrie înlocuind condiţia $p_r = kp_z$:

$$\frac{dp_z}{p_z} = \frac{(\mu_t + \mu_p)\, k}{s} dz.$$

Presiunea axială p_z se află prin integrarea ecuaţiei în limitele $z = z$ şi $z = 1$:

$$p_z = p_l\, e^{\frac{(\mu_t + \mu_p)\, k}{s} (l-z)}. \tag{5}$$

În cazul $z = 0$ se ajunge la relaţia (3) care dă mărimea presiunii p_L din lunetă.

Relaţia (5) se transformă, în cazul particular $\mu_t = \mu_p = \mu$, în relaţia (4) care este obţinută în urma unui calcul riguros matematic fără ipoteze simplificatoare.

Astfel relaţia (3), obţinută în ipoteza că forţele de frecare F_p şi F_t acţionează pe o aceeaşi circumferinţă a cercului de diametru d_m, face ca valoarea mărimii p_L să fie aceeaşi ca în cazul unui fenomen fizic urmărit întocmai matematic.

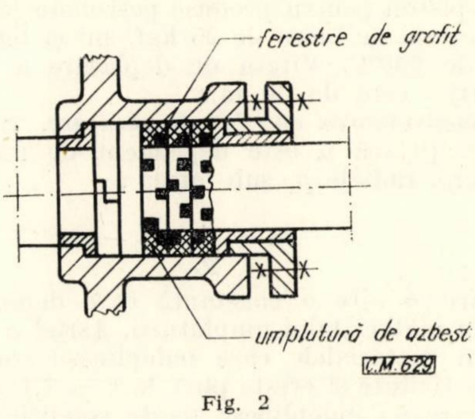


Fig. 2

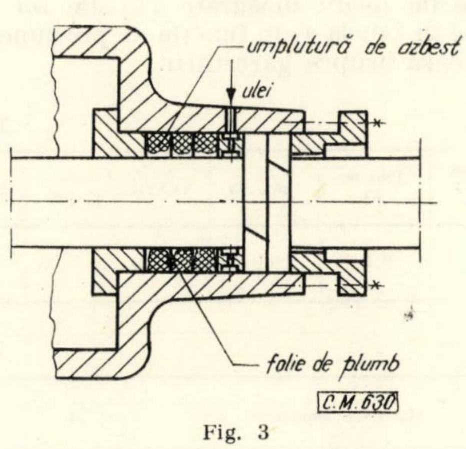


Fig. 3

S-a demonstrat astfel că relaţia (3) are un caracter general valabil, putînd fi aplicată la calculul tuturor cutiilor de etanşare cu presgarnituri.

Ea poate fi aplicată şi în cazul arborilor care nu sînt confecţionaţi din acelaşi material ca şi peretele cutiei de etanşare, cu grad diferit de prelucrare a celor două suprafeţe în contact cu umplutura sau cînd garniturile sînt executate din materiale diferite.

În figura 2 este reprezentată cutia de etanşare a unui arbore [3] în care, pentru micşorarea coeficientului de frecare, garnitura are la interior ferestre de grafit. Ele sînt utilizate la pompe centrifuge, turbine, compresoare cu piston şi centrifugale, etanşări la instalaţii de aer comprimat, apă, ulei sau emulsii ale acestora pînă la 100°C.

Pentru mărirea durabilităţii şi buna funcţionare (ungere şi etanşare) a unei presetupe la un compresor frigorific lucrînd cu amoniac se folosesc cu rezultate foarte bune garnituri din azbest grafitat, căptuşite la interior cu folii de plumb [4], cu rol de foarte bun lubrifiant, conform figurii 3.

Umplutura care vine în contact cu peretele presetupei nefiind supusă frecării cu arborele, pentru a se realiza o mai bună etanşare statică, nu este învelită în folie de plumb. Acest tip de etanşare poate fi folosit şi la pompe centrifuge şi cu piston pentru produse petroliere [5] pînă la presiuni de lucru de 25 kgf/cm^2 şi temperaturi de 250°C. Viteza de deplasare a axului sau tijei este de 50 m/s.

Dimensionarea cutiilor de etanşare. S-a observat [6] că μ este dependent de mărimea presiunii radiale p_r sub forma:

$$\mu = \frac{\sigma}{p_r},$$

în care σ este o constantă care depinde de natura materialului umpluturii. Astfel $\sigma = 0{,}44$ pentru materialele care îndeplinesc condiţiile de elasticitate şi creşte pînă la $\sigma = 1{,}1$ pentru cele care nu îndeplinesc aceste condiţii.

Valorile medii măsurate [1] ale lui μ sînt trecute în tabela 1, în funcţie de presiunea p_r ce acţionează asupra garniturii.

Tabela 1

Presiunea radială p_r kgf/cm^2	Pînă la 25	26...63	64...159	160... 349	350...500
μ	0,1	0,07	0,05	0,03	0,02

Tabela 2

Materialul umpluturii	μ	k
Corp rigid	—	0
Azbest uscat	0,09	0,77
Azbest grafitat	0,07	0,77
Azbest impregnat cu teflon	0,11	0,75
Corp foarte moale	—	1

Valorile măsurate ale lui μ şi k pentru diferite umpluturi [2] sînt trecute în tabela 2.

Înlocuind condiţia de etanşeitate (1), relaţia (3) se poate scrie sub forma:

$$\frac{l}{s} = \frac{\ln k \dfrac{p_L}{p_i}}{k\,(\mu_t + \mu_p)}; \qquad (6)$$

dar membrul al doilea al relaţiei (6) este un număr pozitiv, deci se pot alege astfel dimensiunile cutiei de etanşare încît mărimea raportului $\frac{l}{s}$ să fie o constantă.

Pentru garnitura cu secţiunea pătrată, cazul general, raportul $\frac{l}{s}$ indică numărul de inele necesar.

Presiunea din lunetă [6] este indicată în tabela 3, în funcţie de numărul de inele sau de presiunea de lucru interioară.

Tabela 3

Presiunea de lucru p_i kgf/cm^2	Numărul de inele	Presiunea în lunetă p_r kgf/cm^2
6	5	25
10	5	32
16	6	49
25	6	64
40	6	87
64	8	144
100	8	196

Pentru armături [2], gama de dimensiuni ale preigarniturilor este tipizată în funcţie de diametrul tijei şi de presiunea nominală.

În tabela 4 sînt date normele DIN, în tabela 5 normele Institutului de mecanică a etanşărilor (Mechanical Packing Association), iar în tabela 6 normele maritime franceze.

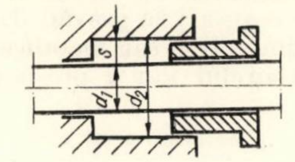
Elementele necesare dimensionării tijelor, şi arborilor ce trec prin cutii de etanşare. Frecarea dintre arbore şi umplutură trebuie cunoscută pentru a suplimenta cu mărimea ei sarcinile ce acţionează asupra organelor în mişcare. Asupra elementului de umplutură din figura 1 acţionează forţa de frecare cu tija:

$$dF_t = \pi\, d_1\, \mu_t\, p_r\, dz,$$

care prin integrare pe toată lungimea cutiei de etanşare se obţine:

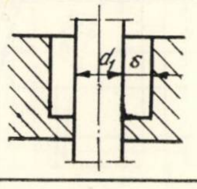
$$F_t = \pi\, s d_1\, p_i \frac{1}{k} \frac{\mathrm{M}_t}{(\mu_t + \mu_p)} [\mathrm{e}^{(\mu_t + \mu_p)\frac{k1}{s}} - 1], \text{ kgf.}$$

Tabela 4



d_1 mm	S mm	Pentru tija armăturilor	
4 … 4,5	2,5	Presiunea nom kgf/cm²	Nr. de inele
5 … 7	3		
8 … 11	4	pînă la 6	4
12 … 18	5		
20 … 26	6	peste 6 … 16	5
28 … 36	8	peste 16 … 32	6
38 … 50	10	peste 32 … 50	7
53 … 75	12,5	peste 50 … 64	8
80 … 120	16	peste 64 … 100	10
125 … 200	20	peste 100	12

Tabela 5

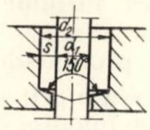


d_1 mm	S mm	Nr. de inele
6 … 31	6	3–5
peste 31– 63	8	3–5
peste 63–100	9,5	3–5
peste 100–140	11	3–5
peste 140–380	12,5	3–5

Tabela 6

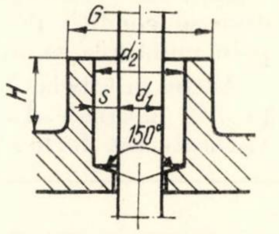
Presiunea nominală kgf/cm²	6	10	16	25	40	64	100
Numărul de inele	3	4	5	6	7	8	9

Stringere cu lunetă



d_1 mm	d_2 mm	S mm	d_1 mm	d_2 mm	S mm
12	20	4	48	72	12
14	22	4	52	76	12
16	28	6	56	80	12
18	30	6	60	84	12
20	32	6	64	92	14
22	34	6	68	96	14
24	40	8	72	100	14
27	43	8	76	104	14
30	46	8	80	108	14
33	53	10	85	113	14
36	56	10	90	118	14
39	59	10	95	123	14
42	62	10	100	128	14
45	69	12			

Stringerea garniturii cu bucşă şi piuliţă



d_1 mm	d_2 mm	S mm	Piuliţa mm	
			G	H
8	16	4	24	13
10	18	4	27	13
12	20	4	30	13
14	22	4	33	13
16	28	6	39	20
18	30	6	42	20
20	32	6	45	20
22	34	8	48	20
24	40	8	56	26
27	43	8	60	26
30	46	8	64	26

În cazul axelor de rotaţie, momentul de frecare ce apare este:

$$M_f = \frac{F_t}{2} d_1, \text{ kgf} \cdot \text{cm.}$$

Astfel, puterea consumată prin frecare în cutia de etanşare cu care trebuie suplimentată puterea de antrenare va fi (în kW);

$$N_f = \frac{M_f \cdot n}{97\ 403},$$

unde n este turaţia arborelui în rot/min.

Principiul de funcţionare a etanşărilor cu inele „O”. La inelul O, presiunea radială de etanşare este tocmai presiunea de lucru p_i ce se transmite datorită elasticităţii sale. Acest lucru este prezentat în figura 4, unde se observă că inelul O, pentru a asigura etanşarea, în afară de presiunea radială de autoetanşare p_r, mai este supus şi unei presiuni radiale iniţiale p_r, de etanşare prin precomprimarea sa la montaj.

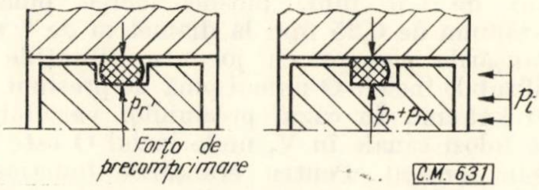


Fig. 4

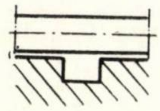
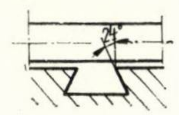
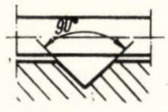
Din cauza pretensionării prin alungire la montaj a inelelor O de cauciuc, folosite la etanşări dinamice, apare aşa-numitul efect Joule. Astfel, garniturile se vor încălzi, din cauza mişcării arborelui, pretensionînd mai tare inelul O. Această pretensionare va produce o încălzire şi mai mare ca urmare a frecării puternice, ducînd pînă la urmă la distrugerea inelului din cauza pretensionărilor şi încălzirilor succesive. Acelaşi lucru se obţine şi prin folosirea unor materiale necorespunzătoare ce duc la umflarea garniturii.

Pentru a se evita acest efect, în construcţiile moderne inelele O vor avea diametrul interior, cu 0,25 ···0,5 mm mai mare decît al arborelui pentru fiecare 25 mm, astfel ca garnitura să fie liberă.

Profilul canalului. Folosirea inelului O în diverse condiţii de lucru se realizează numai prin montarea sa în canale cu profile adecvate.

Astfel în tabela 7 sînt enumerate principalele profile de canale. În practică se folosesc diferite variante sau forme combinate ale acestora.

Tabela 7

	Canal drept folosit la etanşări statice sau etanşări de rotaţie.
	Canal în coadă de rîndunică folosit la etanşări dinamice de translaţie.
	Canal în V folosit pentru a mări suprafaţa comprimată de contact la etanşări în instalaţiile frigorifice.

Etanşări statice. Inelele O se pot folosi [8] pînă la presiuni de 1 750 kgf/cm² la piesele metalice de etanşat în contact direct, unde jocurile sînt practic nule. Pînă la 35 kgf/cm² se folosesc inele cu o duritate de 50···60°Sh; în intervalul 35···150 kgf/cm² se foloseşte cauciuc cu o duritate de 70°Sh, iar peste această presiune 85°Sh. Jocul admis este de maximum 0,125 mm pentru un diametru al secţiunii inelului de 1,75 mm, putînd merge pînă la maximum de 0,25 mm la diametrul de 7 mm. Etanşările pieselor cu joc sau vibraţiile fac utilizabile inelele O numai pînă la presiuni sub 100 kgf/cm². În cazul presiunilor variabile se pot folosi canale în V, unde inelul O este mai puţin sensibil. Pentru etanşările funcţionînd la temperaturi scăzute, din cauza contracţiilor materialului se va folosi cauciuc de duritate mică.

Etanşări dinamice. Apariţia „efectului Joule”, în funcţionarea etanşărilor cu inele O impune anumite particularităţi constructive. Astfel, etanşările de translaţie [9] sînt limitate pînă la viteze liniare de 0,2 m/s şi cu 60 de cicluri/min, iar etanşările de rotaţie [10] pînă la viteze periferice de 450 m/min. Se recomandă [11] a se folosi cauciuc cu o duritate de 70°Sh pentru presiuni de 100 kgf/cm², duritatea de 80°Sh pînă la 150 kgf/cm² şi de 90°Sh peste acest interval.

Pentru a nu se distruge superficial inelul din cauza presiunilor de lucru şi a jocurilor mari, la unele etanşări se prevăd (fig. 5) bacuri de protecţie din teflon sau metalice, în direcţia de lucru a arborelui sau a presiunii.

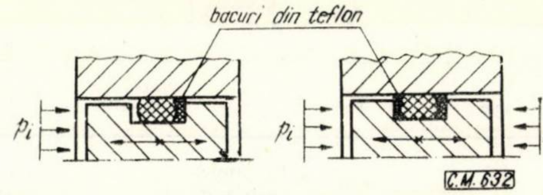


Fig. 5

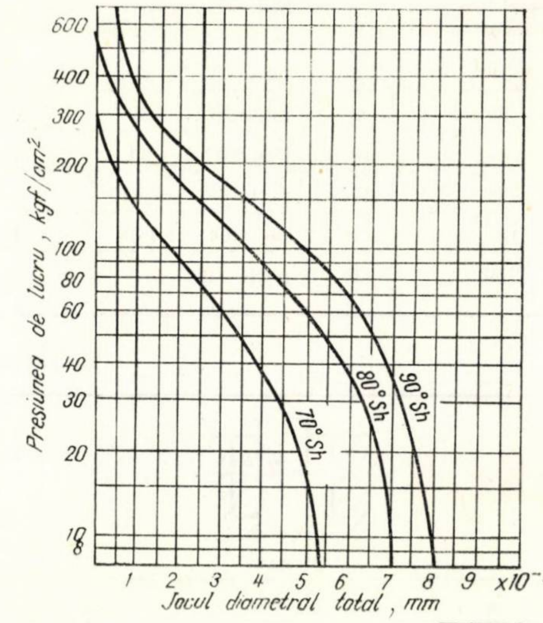


Fig. 6

În diagrama din figura 6 sînt indicate [10] jocurile diametrale totale şi presiunile de lucru în funcţie de duritatea inelului O, necesare pentru stabilirea utilizării bacurilor de protecţie. Pentru micşorarea frecărilor în cazul etanşării de translaţie se pot folosi canale în coadă de rîndunică, care au avantajul că inelul O va veni în contact cu arborele pe o suprafaţă mai mică. Trebuie avut grijă ca lăţimea acestei, suprafeţe să nu fie mai mică decît 20···25% din diametrul secţiunii inelului [12], deoarece încep să apară neetanşeităţi. Cu acelaşi rezultat bun inelele O pot fi folosite la etanşările oscilatorii ale tijelor de armături sau la etanşarea ventilului plan sau conic al robinetelor, cum şi la instalaţii pneumatice, de vacuum şi hidraulice.

La etanşările de rotaţie, pentru a împiedica rotirea inelului ce are o duritate de 80°Sh se foloseşte construcţia reprezentată în figura 7, unde garnitura din material moale măreşte aderenţa dintre canal şi inelul O.

Deformaţiile inelului „O”. Deformaţiile care apar în garniturile O se stabilesc folosind relaţia dintre forţe şi deplasările elastice [13] la piesele de cauciuc supuse la compresiune :

$$p = EA\varepsilon,$$

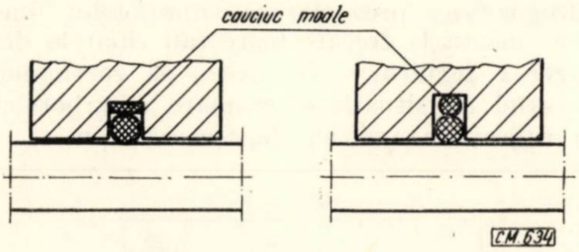


Fig. 7

unde

p este sarcina axială (kgf) ce acţionează asupra garniturii de cauciuc ;

E — modulul de elasticitate (kgf/cm^2) ce se poate stabili conform diagramei [14] din figura 8, în funcţie de duritatea n°Sh sau cu relaţia [7] : $E=3{,}57e^{0{,}033H}$;

e — baza logaritmilor naturali ;

A — suprafaţa iniţială a garniturii de cauciuc cm^2 pe care acţionează forţa p ;

$\varepsilon = \frac{\Delta}{h}$ — deformaţia relativă ;

h — lăţimea iniţială, cm ;

Δ — scurtarea, cm.

Relaţia dintre forţe şi deplasări folosită în cazul deformaţiilor mici, cînd mărimea deformaţiei este scăzută, se mai poate scrie : $\frac{p}{A} = E\frac{\Delta}{h}$, dar raportul p/A exprimă tocmai presiunea de etanşare p care acţionează asupra elementului de garnitură. Deci scurtarea Δ este :

$$\Delta = \frac{ph}{E}, \tag{7}$$

iar pentru inelul montat fără precomprimare ($h = d$) :

$$\Delta = \frac{pd}{E}. \tag{8}$$

În figura 9 este reprezentat un inel O precomprimat în canal (linie întreruptă) şi sub acţiunea presiunii p de etanşare (linie continuă).

Lăţimea b a fîşiei de contact dintre inelul O şi arbore se determină, ştiind scurtarea Δ, numai pe considerente geometrice.

Pentru cauciuc [12], compresibilitatea este aproximativ egală cu cea a apei, deci volumul lui [13] practic nu se modifică.

Deci $\Delta/2$ se poate considera ca înălţimea segmentului de cerc de coardă b, pe cercul de diametru d, conform figurii 10.

Rezultă :

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2} - \frac{\Delta}{2}\right)^2,$$

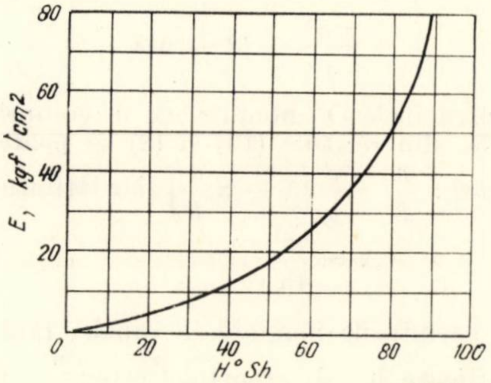


Fig. 8

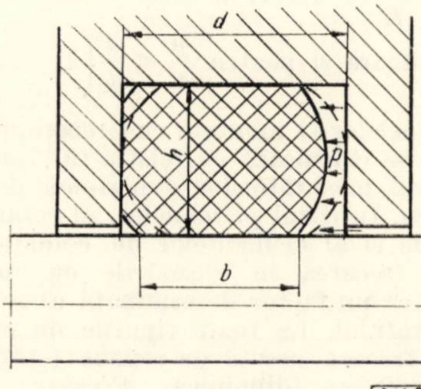


Fig. 9

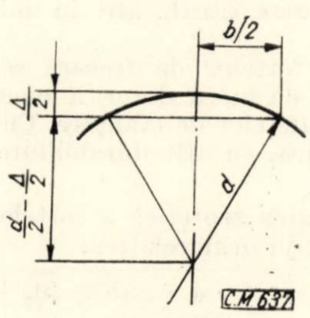


Fig. 10

de unde :

$$b = 2\sqrt{\frac{\Delta}{2}\left(d - \frac{\Delta}{2}\right)},$$

care, împreună cu relaţia (8), se scrie :

$$b = 2d\sqrt{\frac{p}{2E}\left(1 - \frac{p}{2E}\right)}. \tag{9}$$

Avînd în vedere constanţa volumului garniturii, se poate calcula valoarea raportului $\frac{p}{E}$ de la care începînd inelul O urmăreşte întocmai forma spaţiului dintre canal şi arbore.

Condiţia de menţinere a suprafeţii secţiunii transversale pentru inelul O se scrie :

$$\frac{\pi d^2}{4} = (d - \Delta)h. \qquad (10)$$

Pentru inele O montate cu o comprimare iniţială, din relaţiile (10) şi (8) se poate afla raportul : $\frac{p}{E} = \frac{d}{h}\left(1 - \pi \frac{d}{h}\right)$, iar lăţimea b va fi : $b = d - \Delta = \frac{\pi d^2}{4h}$.

La garniturile montate în canale, fără precomprimare (h = d), raportul $\frac{p}{E}$ este : $\frac{p}{E} = 0{,}215$, iar lăţimea b : $b = 0{,}785$ d.

Pentru $\frac{p}{E} \leqslant 0{,}215$, la inelele montate fără precomprimare şi pentru $\frac{p}{E} \leqslant \frac{d}{h}\left(1 - \pi \frac{d}{h}\right)$, în cazul inelelor O montate cu precomprimare, lăţimea b se calculează cu relaţia (9) verificată cu ajutorul măsurătorilor experimentale [12].

Frecarea. În cazul pistoanelor, al robinetelor solenoidale şi al elementelor de comandă hidraulice, frecarea în etanşările cu inele O intervine ca un factor determinant al sensibilităţii aparatului. La toate tipurile de etanşări apare o frecare uscată de repaus (statică) şi una de mişcare (dinamică). Frecarea uscată apare ca urmare a strivirii peliculei de ulei necesară ungerii, din cauza comprimării garniturii de către canal, atît în mişcare cît şi în repaus.

Mărimea forţelor de frecare se micşorează în procesul de lucru datorită efectului de rodare a suprafeţelor de etanşare. Cu cît frecarea este mai mică, cu atît durabilitatea garniturii se măreşte.

Determinarea teoretică a forţelor de frecare se face cu ajutorul relaţiei :

$$F = A \cdot d \cdot \pi\,(b + \beta), \text{ kgf}.$$

Semnificaţia termenilor este următoarea :

A este forţa de frecare specifică (kgf/cm^2), ce se poate afla cu ajutorul diagramei din figura 11, pentru un cauciuc de duritate medie (70°Sh), în care V este viteza liniară a organului în mişcare ;

d — diametrul de contact dintre inelul O şi arbore, cm ;

b — lăţimea fîşiei de contact dintre inelul O şi arbore, calculată conform capitolului anterior, cm ;

β — lăţimea fîşiei de contact a inelului O cu arborele din cauza precomprimării iniţiale de către canal la montaj (dacă este cazul).

Corodarea sau acţiunea chimică dintre inelul O şi arbore duce la mărirea frecării sau chiar distrugerea garniturii.

Rugozitatea prea mare a suprafeţelor duce de asemenea la frecare mare sau chiar la distrugerea garniturii. De aceea se recomandă în astfel de situaţii o cromare a arborelui, iar rugozitatea să nu depăşească 2μm.

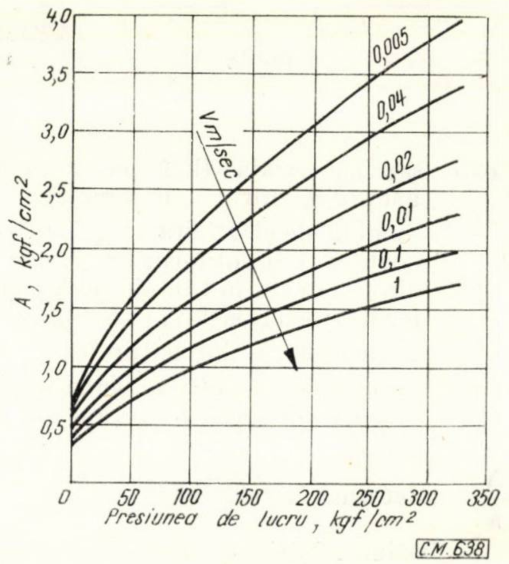


Fig. 11

Ungerea. Pentru micşorarea frecării în etanşările dinamice, garniturile trebuie unse. Dacă ungerea nu s-a realizat prin mediul de lucru sau prin materialele lubrifiante (grafit, bisulfură de molibden) ce se află în compoziţia inelului O, este necesar să se facă o ungere exterioară prin montarea discurilor de pîslă îmbibate în ulei, plasate înaintea garniturii.

Mai jos se dau indicaţii de ungere pentru o garnitură, corespunzătoare numărului de cicluri din toată perioada sa de funcţionare.

Lubrifiantul	Numărul de cicluri
fără ungere	sub 680
ulei	200 000
unsoare consistentă	1 000 000
unsoare pe bază de bariu	pînă la 10 milioane.

Impregnarea cu grafit duce la o funcţionare fără ungere. La presiuni şi temperaturi ridicate se vor întrebuinţa unsori persistente siliconice. De asemenea se recomandă o rugozitate a suprafeţei arborelui nu prea mică, în jur de 2 μm, pentru a putea fi reţinut mai bine lubrifiantul în neregularităţile sale, îmbunătăţind astfel ungerea.

Avantajele inelelor O faţă de presgarnituri. Avantajele inelelor O faţă de etanşările cu presgarnituri sînt:

— acoperă acelaşi domeniu larg de presiuni, temperaturi şi medii în care sînt folosite presgarniturile;

— sînt utilizate deopotrivă la etanşări dinamice de rotaţie şi de translaţie;

— mărimea frecării este scăzută;

— se montează uşor, cu toate că montarea trebuie executată cu grijă;

— economie de greutate, prin ocuparea unui spaţiu neînsemnat;

— nu sînt necesare repere suplimentare pentru reglarea etanşării, aceasta nefiind necesară;

— tolerează cele mai grele şi complicate asamblări datorită precomprimării;

— etanşarea presiunii se produce în două direcţii ca şi la presgarnituri;

— economie de cost în comparaţie cu cele mai bune tipuri de etanşări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexandrescu, Fl.*, Conducte şi armături. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

[2] Handbuch ,,Dichtelemente'', vol. I, şi II. Hamburg, 1959.

[3] Prospect Asbest und Gummiwerke, Martin Merkel K.G., Hamburg-Wilhelmsburg.

[4] Fabricaţie Sobroe Aarhus, Denmark, 1959.

[5] *Borohov, I. M.* Garnituri din fibre şi garnituri comprimate pentru presgarnituri. Bucureşti, I.D.T., 1961.

[6] *Renert, M.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. I. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1964.

[7] *Poturaev, B. M.* Rezinovîe i rezino-metaliceskie detalii maşin. Moscova, Maşinostroenie, 1966.

[8] Uplotnenia sbornik statei. Perevod s angliskovo. Moscova, Maşinostroenie, 1964.

[9] Prospect Guarnizioni Gaco tipo OR, Angst & Pfister S.p. A., Milano.

[10] Prospect Parker O-ringe Schiphol, Holland, 1969.

[11] Prospect Mitteilung des Simrit-Werkes, nr. 658, O-ringe 1967.

[12] *Trutnovsky, K.* Garnituri de contact la organe de maşini fixe şi în mişcare. Bucureşti, I.D.T., 1959.

[13] *Ponomariov, S. D.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. II. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

[14] *Grigoriev, E. I.* Calculul şi proiectarea amortizoarelor din cauciuc. Bucureşti, I.D.T. 1961.

Z 621 . 791 :669.15'74−194.2

Cercetări privind sudarea oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan

Dr. ing. T. SĂLĂGEAN – C.C.T.-Timişoara
Dr. ing. M. HRELESCU – C.C.T.-Timişoara
Ing. H. SELMEREANU – C.C.T.-Timişoara

1. Dezvoltarea construcţiilor de maşini şi a construcţiilor metalice a cunoscut un nou impuls după elaborarea oţelurilor cu rezistenţă mărită. Folosirea acestor oţeluri a introdus o serie de avantaje, concretizate în reducerea gabaritului şi masei construcţiilor, în mărirea supleţei lor şi reducerea preţului de cost.

Este de remarcat faptul că folosirea acestor oţeluri introduce, alături de avantaje, şi unele probleme legate de condiţiile de sudare. Rezolvarea acestor probleme implică studii asupra comportării la sudare a oţelului şi asupra regimurilor tehnologice adecvate.

Comportarea la sudare a oţelurilor este intim legată de apariţia componenţilor fragili în zona influenţată termic (*ZIT*). Factorii esenţiali ai procesului de fragilizare sînt compoziţia chimică a oţelului şi repartiţia vitezelor de răcire în *ZIT*. Pe lîngă aceştia, trebuie luate în considerare condiţiile ereditare ale oţelului şi prelucrările prin deformare plastică la care a fost supus. Multitudinea factorilor ce influenţează comportarea la sudare a oţelurilor a pus pe cercetători în situaţia de a imagina o serie de probe care să caracterizeze această comportare.

Problema sudării este legată de stabilirea condiţiilor tehnologice, şi anume: regimurile de sudare, materialele de sudare adecvate, tratamentele termice în timpul şi după sudare etc. În acest context, principalul obiectiv îl constituie stabilirea corelaţiei necesare dintre energia liniară ce trebuie introdusă prin căldura dezvoltată în arcul electric şi grosimea pieselor de sudat.

În cele ce urmează se prezintă cercetările efectuate la Secţia de sudură a Centrului de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei, în privinţa comportării la sudare a tablelor din oţel slab aliat cu mangan elaborat în ţară şi a tehnologiei de sudare a acestora.

2. Metodologia de cercetare a comportării la sudare a oţelului slab aliat cu mangan a fost elaborată prin considerarea factorilor ce pot

provoca scăderea însuşirilor plastice ale oţelului cercetat.

a) Compoziţia chimică a oţelului permite să se calculeze carbonul echivalent C_e. Conform datelor din literatură, se consideră că oţelul are o comportare la sudare bună dacă $C_e \leqslant 0{,}45\ \%$. După recomandările Institutului Internaţional de Sudură [1], în cazul oţelurilor slab aliate, calculul urmează să se facă după formula lui Dearden-O'Neil:

$$C_e = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}. \qquad (1)$$

b) Analiza microstructurală a oţelului dă indicaţii asupra gradului de fineţe a structurii şi mărimii grăuntelui austenitic, după punctajul *ASTM*.

c) Tendinţa spre fragilizare tensotermică se manifestă ca urmare a precipitărilor submicroscopice apărute în condiţiile tensiunilor proprii produse de ciclurile termice ale sudării şi încălzirii metalului de bază la temperaturi de 280 — 300°C. Se determină cu epruvete de încovoiere prin şoc şi o comportare la sudare fără precauţii în care:

$$\frac{K_{fragilizat}}{K_{normal}} \geqslant 0{,}5. \qquad (2)$$

d) Duritatea şi rezilienţa sub cordon atestă prezenţa unor structuri fragile în *ZIT*, ca urmare a acţiunii ciclului termic de la sudare. O comportare la sudare bună cere ca $DSC < 350\ HV_{10}$ şi $K_v > 3{,}5$ mkgf/cm^2.

e) Tendinţa spre fragilizare la temperaturi scăzute reflectă comportarea tenace-fragilă a oţelului. Ea se determină pe epruvete de încovoiere prin şoc K_v, încercate la o temperatură cu 10°C mai mică decît temperatura minimă la care va lucra construcţia. Se cere ca media a cinci epruvete să fie peste 3,5 mkgf/cm^2.

f) Tendinţa spre fisurare a oţelului se determină prin probe caracteristice. În metodologia adoptată s-a ales în acest sens proba *CTS* [2] şi proba Jackson. Conform probei *CTS*, se consideră că oţelul are o comportare la sudare bună dacă examinarea metalografică la microscop, la o mărire de x 1 250, nu atestă prezenţa fisurilor şi a microfisurilor în *ZIT*. De asemenea, *DSC* trebuie să fie sub 350 HV_{10}.

În mod similar, la proba Jackson, la care depunerea cordonului se face într-un regim prescris, se consideră că oţelul este corespunzător dacă, la o mărire de x 100, nu apar fisuri în zona influenţată termic.

g) Călibilitatea calculată, după metoda Jackson-Grossman, exprimă tendinţa oţelului spre apariţia structurilor fragile, în funcţie de compoziţia chimică a acesteia şi mărimea grăuntelui austenitic, după punctajul *ASTM*. Se consideră că oţelul are o comportare la sudare bună dacă călibilitatea calculată este sub 1 inch.

h) Însuşirile mecanice ale metalului de bază ilustrează însuşirile de rezistenţă şi de plasticitate ale oţelului considerat.

Analiza globală a acestor elemente permite aprecierea comportării metalurgice la sudare a oţelului considerat. Dacă una dintre condiţiile impuse nu este satisfăcută, atunci sînt necesare cercetări privind măsurile de precauţie (preîncălzire, tratamente etc.) ce trebuie luate şi a căror metodologie se stabileşte de la caz la caz.

În cele ce urmează se prezintă rezultatele obţinute în cazul unor table cu grosimea de 20 mm, din oţel slab aliat cu mangan şi vanadiu, normalizat, avînd compoziţia chimică: C — 0,16 %, Mn — 1,2 %, Si — 0,32 %, V—0,15 %, S — 0,025 %, P — 0,021 % şi care are, după relaţia (1), Ce — 0,39 %.

Studiul microstructural al oţelului arată o structură ferito-perlitică normală (fig. 1),

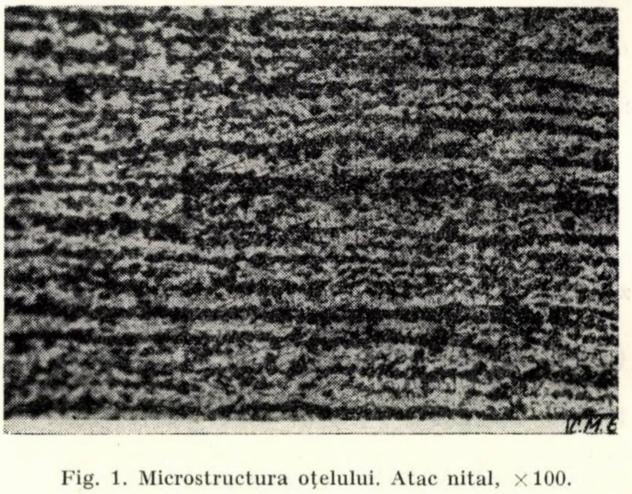


Fig. 1. Microstructura oţelului. Atac nital, ×100.

iar mărimea grăuntelui austenitic arată 25 % grăunţi cu punctaj 5 şi 75 % grăunţi cu punctaj 7, după scara *ASTM*.

Tendinţa spre fragilizare tensotermică, determinată pe 10 epruvete K_v, a arătat că:

$$\frac{K_{v\,fragilizat}}{K_{v\,normal}} = \frac{7{,}85}{14{,}7} = 0{,}535 > 0{,}5.$$

Se subliniază faptul că tendinţa spre fragilizare tensotermică a fost făcută în condiţii mai severe decît cele prevăzute în standarde, atît în ceea ce priveşte tratamentul de fragilizare, cît şi metoda de încercare. S-a folosit un regim de fragilizare avînd deformarea 10 %, temperatura de încălzire 300°C şi durata de menţinere la temperatură de o oră. De asemenea, s-au folosit epruvete Charpy V în loc de epruvete Mesnager.

Determinările durităţii sub cordon s-au făcut în cazul sudurilor depuse cu electrozi Böhler Fox EV 50, Supercito Oerlikon, OK 48. 00 ESAB şi Supercito Buzău, cu diametrul de 4 şi 5 mm, în regimul prescris de producătorii de electrozi. Energiile liniare folosite şi durităţile obţinute pentru fiecare caz în parte sînt ilustrate în tabela 1.

Determinările rezilienţei sub cordon s-au făcut pentru cazul în care s-au obţinut cele mai mari durităţi sub cordon (Böhler Fox EV 50 cu diametrul de 4 mm) şi pentru cazul în care s-au obţinut cele mai mici durităţi sub cordon (Supercito Buzău cu diametrul de 5 mm).

Tabela 1

Tipul electrodului	Diametrul, mm	Energia liniară, W.s/cm	*DSC* maximă, HV_{10}
Böhler Fox EV 50	4	$1{,}92 \cdot 10^4$	336
	5	$2{,}25 \cdot 10^4$	322
Supercito Oerlikon	4	$1{,}80 \cdot 10^4$	294
	5	$2{,}28 \cdot 10^4$	289
OK 48.00 ESAB	4	$1{,}82 \cdot 10^4$	327
	5	$2{,}20 \cdot 10^4$	317
Supercito Buzău	4	$1{,}83 \cdot 10^4$	319
	5	$2{,}52 \cdot 10^4$	285

Valorile medii ale rezilienţilor sînt 9,45 mkgf/cm^2 pentru electrodul Böhler Fox EV 50, respectiv 11,4 mkgf/cm^2 pentru electrodul Supercito Buzău.

Tendinţa spre fragilizare la temperaturi scăzute a fost determinată, de asemenea, pe epruvete Charpy V, obţinîndu-se următoarele valori medii (tabela 2).

Tabela 2

Temperatura °C	+20	−20	−30
K_V mkgf/cm^2	14,7	8,6	6,3

Tendinţa spre fisurare prin proba Jackson a fost efectuată prin depunerea unui cordon cu lungimea de 32 mm, cu energia liniară de $0{,}81 . 10^4$ W.s/cm, pe un paralelipiped cu dimensiunile de 20 × 50 × 100 mm din oţelul respectiv. Proba metalografică prelevată nu a atestat prezenţa fisurilor în *ZIT*, la mărimea prescrisă (x 100).

Proba *CTS* s-a executat conform prevederilor IIS [2], pe table cu grosimea de 20 mm, ceea ce în cazul cordonului bitermic indică o cifră de severitate termică *TSN* = 6,6, iar în cazul cordonului tritermic *TSN* = 10. Sudurile au fost efectuate cu electrozi Böhler Fox EV 50 şi Supercito Buzău, cu diametrul de 4 şi 5 mm. În tabela 3 sînt arătate energiile liniare folosite şi durităţile maxime obţinute în *ZIT*.

Cercetările microstructurale nu au atestat prezenţa fisurilor sau microfisurilor la măriri pînă la x 1250.

Tabela 3

Tipul electrodului	Diametrul, mm	Cordonul	Energia liniară, W.s/cm	DSC maximă, HV_{10}
Böhler Fox EV 50	4	bitermic	$2{,}67 \cdot 10^4$	272
		tritermic	$2{,}38 \cdot 10^4$	322
	5	bitermic	$3{,}30 \cdot 10^4$	272
		tritermic	$3{,}46 \cdot 10^4$	294
Supercito Buzău	4	bitermic	$2{,}21 \cdot 10^4$	327
		tritermic	$2{,}42 \cdot 10^4$	314
	5	bitermic	$2{,}98 \cdot 10^4$	312
		tritermic	$3{,}06 \cdot 10^4$	336

Călibilitatea calculată, pentru compoziţia chimică dată a oţelului considerat şi mărimea grăunţilor austenitici existenţi, a arătat :

— 0,894 inch pentru grăunţi cu punctaj 5 ;
— 0,772 inch pentru grăunţi cu punctaj 7.

În ambele cazuri, călibilitatea calculată este mai mică decît 1 inch.

Încercările mecanice se referă la încercări de tracţiune şi îndoire a unor epruvete cu grosimea egală cu cea a tablei, obţinîndu-se următoarele valori medii :

— limita de curgere 41,1 kgf/mm^2 ;
— rezistenţa la rupere 54,6 kgf/mm^2 ;
— alungirea 33,6 % ;
— gîtuirea 59,6 % ;
— unghiul de îndoire 180°.

Analiza rezultatelor obţinute arată că oţelul îndeplineşte toate condiţiile prevăzute în metodologia de cercetare adoptată şi, ca atare, poate fi considerat că are o bună comportare metalurgică la sudare.

În concluzie, metodologia de cercetare adoptată permite aprecierea comportării metalurgice la sudare a oţelurilor slab aliate cu mangan şi evidenţiază cazurile în care se impun precauţii.

Trebuie subliniat faptul că există posibilitatea apariţiei fisurilor sub cordon chiar în cazul unor table din oţel cu o comportare bună la sudare. Şi anume, în cazul unor îmbinări ce introduc tensiuni mari şi în prezenţa unor defecte de execuţie a sudurilor, se semnalează fisuri. Aceste defecte constau, în special, în prezenţa unor vîrfuri ascuţite la baza cordonului, ca urmare a unei pătrunderi insuficiente a sudurii. Un asemenea exemplu este ilustrat în figura 2, în care apare o fisură sub cordon, iniţiată dintr-un vîrf ascuţit la o îmbinare în cruce, cu patru cordoane de sudură.

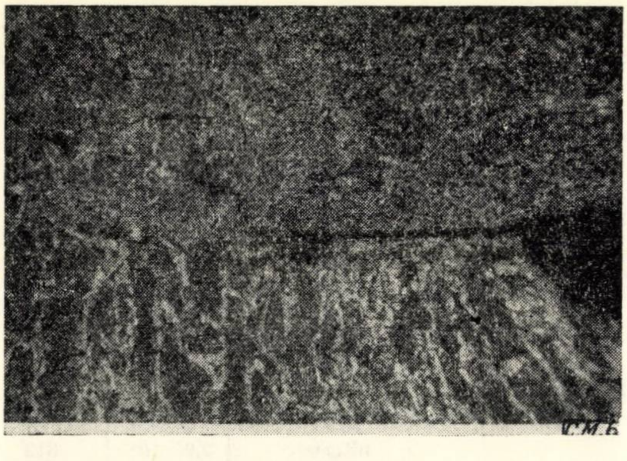


Fig.2. Fisură într-o îmbinare cruciformă. Atac nital, × 100.

S-a constatat că fisura apărută nu atestă în acea zonă durităţi ridicate sub carbon. Aceasta înseamnă că, la baza amorsării fisurii, nu au stat încrestările metalurgice ci încrestările mecanice (vîrfurile ascuţite). Prezenţa şi forma acestora determină concentrarea tensiunilor cauzate de tipul de îmbinare sudată. În aceste locuri, solicitările depăşesc rezistenţa materialului şi provoacă amorsare fisurilor.

Ca atare, alături de sudabilitatea metalurgică acţionează şi sudabilitatea tehnologică şi constructivă. Acestea din urmă pot determina consecinţe grave, chiar dacă condiţiile impuse sudabilităţii metalurgice sînt îndeplinite.

3. Problema principală care se pune la studierea condiţiilor tehnologice de sudare se referă la evitarea apariţiei fisurilor în *ZIT*, ca urmare a formării unor structuri cu plasticitate scăzută şi a dezvoltării unor tensiuni mari.

Se ştie că sudarea cu energii liniare mari este favorabilă din punctul de vedere al reducerii vitezelor de răcire în *ZIT*, dar în acelaşi timp introduce o stare de tensiuni ridicată. În cazul în care tensiunile introduse depăşesc limitele de rezistenţă ale materialului, se produce fisurarea acestuia, chiar dacă nu există o fragilizare a zonei influenţate termic.

În cadrul acestui studiu s-a pornit de la ideea reducerii stării de tensiuni prin folosirea unor energii liniare minimum posibile şi s-a urmărit dacă în aceeaşi situaţie apare fragilizarea şi fisurarea în *ZIT*. Cercetările s-au referit la table cu grosimea de 20 mm, din oţel cu 0,16 % C — 1,22 % Mn — 0,14 % V, îmbinate în cruce, cu cele două aripi autobridate.

În privinţa ordinii de sudare aplicate, s-a plecat de la unele considerente privind severitatea termică. Se ştie că cifra de severitate termică *TSN* se exprimă în funcţie de grosimea tablei s şi numărul căilor de evacuare a căldurii n prin relaţia :

$$TSN = \frac{s}{6{,}3} \cdot n. \qquad (3)$$

În literatură [3], cifra de severitate termică este folosită alături de carbonul echivalent la stabilirea experimentală a temperaturii de preîncălzire. Se observă că *TSN* astfel calculat se referă la condiţiile de răcire ale cordonului şi nu la răcirea în *ZIT*, zonă în care se produce fragilizarea. Practic, pot exista cordoane cu acelaşi *TSN*, dar cu condiţii de răcire diferite în zonele influenţate termic. Din figura 3 se constată că la cordoanele 1 şi 2, $TSN = 9{,}54$, dar condiţiile de răcire în *ZIT* sînt diferite.

În consecinţă, *TSN* nu poate fi luat în considerare sub această formă la determinarea tendinţei spre fragilizare în *ZIT*, calculul trebuind să fie făcut pentru fiecare linie de fuziune în parte. Pentru aceasta se face următoarea ipoteză simplificatoare : se consideră că, pentru toate cantităţile de căldură ce se scurg în aceeaşi direcţie, revin părţi egale din grosimea totală a tablei. Pentru exemplele considerate în figura 3 se calculează *TSN* după liniile de fuziune aferente pieselor *A* şi *C*, pentru cordoanele 1 şi 2, şi anume :

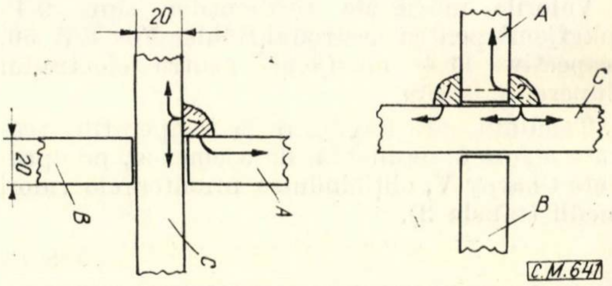


Fig. 3. Răcirea cordoanelor 1 şi 2 în îmbinarea cruciformă.

$$TSN_{1A} = \frac{20}{6{,}3} = 3{,}18\,;$$

$$TSN_{1C} = \frac{20 + 20}{6{,}3} = 6{,}36\,;$$

$$TSN_{2A} = \frac{20 + 10}{6{,}3} = 4{,}77\,;$$

$$TSN_{2C} = \frac{20 + 10}{6{,}3} = 4{,}77.$$

Se vede că :

$$TSN_{1A} + TSN_{1C} = TSN_1\,;$$

$$TSN_{2A} + TSN_{2C} = TSN_2\,;$$

$$TSN_1 = TSN_2.$$

Rezultă că la cordoane cu aceeaşi severitate termică se pot evidenţia zonele în care se produce fragilizarea maximă, după liniile de fuziune.

Această metodă de calcul este convenabilă pentru aprecierea ordinii optime de sudare la îmbinări cruciforme, fapt evidenţiat prin cele trei ordini arătate în figura 4.

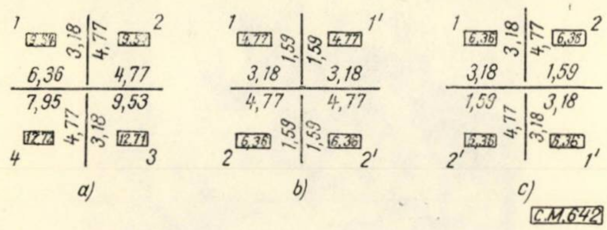


Fig. 4. Ordini de sudare a îmbinărilor cruciforme şi cifrele de severitate termică după liniile de topire.

Se observă că situaţia a) corespunde probei *USA* 4 [4], la care fisurarea apare cu precădere la cordoanele 3 şi 4 în zonele influenţate termic dinspre placa continuă. Acest fapt este evidenţiat şi prin valorile ridicate ale *TSN* (TSN_{3c} = = 9,53 şi TSN_{4c} = 7,95). Rezultatele cele mai favorabile se obţin în situaţiile b) şi c). Din punctul de vedere al tensiunilor dezvoltate în îmbinare, măsurările tensometrice executate cu dispozitivul din figura 5 au arătat că situaţia b) introduce în acelaşi timp nivelul cel mai scăzut al tensiunilor. Ca atare, în cursul experimentărilor a fost adoptată această ordine de sudare.

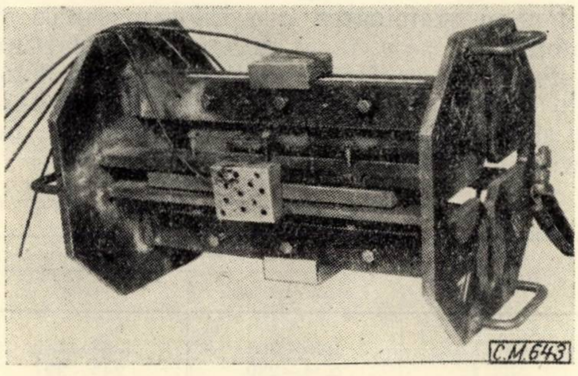


Fig. 5. Dispozitivul pentru măsurări tensometrice la îmbinări în cruce.

Sudarea s-a executat cu electrozi Böhler Fox EV 50 şi BV 47 cu diametrul de 3,25 mm, în următoarele variante :

a) executarea cusăturilor printr-o singură trecere, astfel ca grosimea sudurilor să fie de circa 4 mm ; probele au fost notate cu 47 — 1 şi 50 — 1 ;

b) executarea cusăturilor din două treceri, astfel ca grosimea lor să fie 4 — 5 mm ; probele au fost notate 47 — 2 şi 50 — 2 ; cel de al doilea strat s-a depus imediat după executarea primului strat.

Energiile liniare utilizate în cazul probelor menţionate sînt cuprinse între limitele indicate în tabela 4.

Tabela 4

Nr. probei	Energia liniară, j/cm	
	stratul 1	stratul 2
47—1	$(1{,}55-1{,}70)\cdot10^4$	—
50—1	$(1{,}50-1{,}80)\cdot10^4$	—
47—2	$(1{,}30-1{,}50)\cdot10^4$	$(1{,}0-1{,}1)\cdot10^4$
50—2	$(1{,}40-1{,}50)\cdot10^4$	$(1.0-1{,}2)\cdot10^4$

Pentru aprecierea aproximativă a structurii obţinute în zonele influenţate termic se poate face uz de formula lui Maynier-Bastien [5], care dă viteza de răcire martensitică la 300°C, şi anume :

$$\log V_{răcMa} = k - (4{,}62\ \mathrm{C} + 1{,}05\ \mathrm{Mn} + 0{,}54\ \mathrm{Ni} + 0{,}50\ \mathrm{Cr} + 0{,}66\ \mathrm{Mo}), \qquad (4)$$

unde k se determină din diagrama lui Adams [6], în funcţie de energia liniară folosită şi de grosimea tablelor.

Pentru calculul vitezei de răcire în *ZIT* se poate folosi cu suficientă precizie relaţia lui Cottrell [5], corespunzătoare temperaturii momentane de 300°C :

$$V_{răc} = \frac{1}{\frac{122\ .\ Q_a}{10^6\ .\ N}+0{,}05)^2}\ ^\circ\mathrm{C/s}, \qquad (5)$$

unde :

Q_a este energia liniară debitată în arc, în J/cm ;
N — cifra de severitate termică.

Dacă $V_{răc} > V_{răcMa}$, structura este martensitică, iar dacă $V_{răc} < V_{răcMa}$, structura este bainitică şi duritatea este în general sub 350 HV_{10}.

În cazul îmbinărilor experimentale, s-au calculat aceste viteze pentru sudurile executate printr-o singură trecere, precum şi pentru primul strat al cordoanelor executate în două treceri. Rezultatele obţinute sînt sintetizate în tabela 5.

Se observă că vitezele de răcire în toate îmbinările sînt mai mici decît cele corespunzătoare apariţiei martensitei, fapt care a fost confirmat şi prin încercările de duritate, microduritate, şi studiile microstructurale.

Studiul macrostructural al îmbinărilor a arătat o pătrundere bună a cusăturilor, extinderea aproximativ uniformă a zonelor influenţate termic şi o formă continuă (fig. 6). În cazul îmbinărilor cu suduri în două straturi se constată că, în general, zona influenţată termic a celui de-al doilea strat nu cuprinde şi placa continuă. Această zonă se extinde numai în primul strat şi în aripă, fapt determinat de modul de depunere a celui de la doilea strat (fig. 7).

Tabela 5

Nr. probei	Cordoanele	*TSN*	$V_{răc}$ *Ma* °C/s	$V_{răc}$ °C/s
47—1	1—1′	4,77	10,55—11,60	3,46—5,02
	2—2′	6,36	10,80—11,10	7,0 —7,7
50—1	1—1′	4,77	10,2 —10,3	3,8 —3,9
	2—2′	6,36	11,0 —12,0	7,4 —8,8
47—2	1—1′	4,77	11,3—13,6	4,8 —6,4
	2—2′	6,36	11,8 —14,5	8,8 —11,1
50—2	1—1′	4,77	11,4 —12,5	4,8 —6,1
	2—2′	6,36	12,0 —12,1	8,9 —9,0

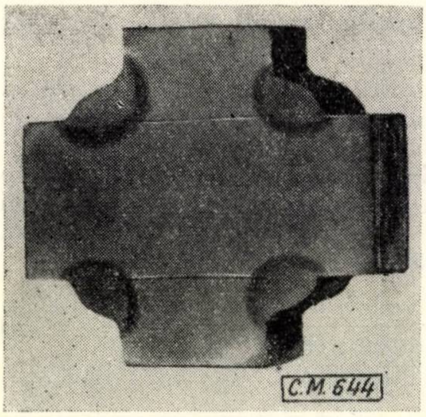


Fig. 6. Macrostructura unei îmbinări în cruce cu suduri într-un strat.

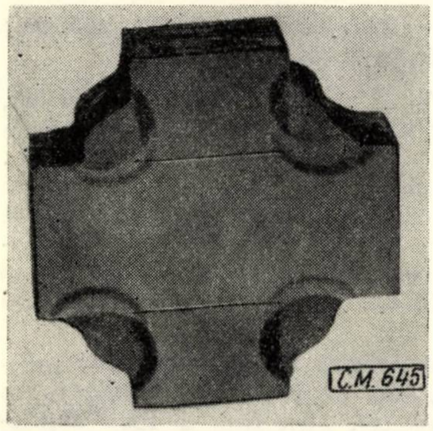


Fig. 7. Macrostructura unei îmbinări în cruce cu suduri în două straturi.

În cazuri singulare s-a observat că existenţa unui rost la baza cusăturii provoacă întreruperi ale conturului *ZIT* (fig. 8). Inagaki şi Nakamura [7] au arătat că aceste discontinuităţi se datoresc rostului pe care-l denumesc „rost termic". În urma experimentărilor pe care le-au efectuat, au constatat că fisurile sînt asociate cu prezenţa rosturilor termice.

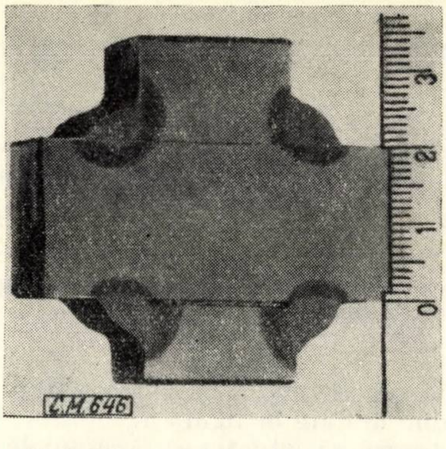


Fig. 8. Macrostructura unei îmbinări în cruce cu rost termic.

Ca atare, la îmbinările cruciforme ale oţelurilor cu tendinţă spre fisurare este necesar să se elimine, pe cît posibil, rosturile dintre placa continuă şi aripă.

Studiul microstructural a confirmat părerea emisă anterior că în zona influenţată termic nu apar structuri martensitice.

Acest fapt este confirmat şi de valorile durităţii în *ZIT*, al căror domeniu de variaţie este dat în tabela 6 şi care se plasează sub limita admisibilă de 350 HV_{10}.

Pentru examinarea însuşirilor mecanice ale îmbinărilor s-au făcut încercări la tracţiune şi forfecare, conform STAS 5976 — 67. Valorile rezistenţei la tracţiune s-au situat între 50 şi 70 kgf/cm², iar cele ale rezistenţei la forfecare între 44 şi 60 kgf/cm².

Tabela 6

Nr. probei	Duritatea HV 10	
	placă continuă	aripi
47—1	245—304	243—289
50—1	254—289	245—297
47—2	237—297	264—194
50—2	228—274	253—302

În concluzie, la sudarea îmbinărilor cruciforme din oţel slab aliat cu mangan s-au aplicat condiţii tehnologice potrivite, astfel că ansamblul rezultatelor obţinute este satisfăcător.

4. În construcţiile metalice, un interes deosebit îl prezintă aplicarea sudării automate.

S-au efectuat încercări pe table cu grosimea de 20 — 22 mm, prelucrate în X şi sudate prin cinci treceri, cu energii liniare cuprinse între

(1,80 şi 2,20)$.10^4$ J/cm. S-a folosit sîrmă de sudură T 20 Ni (Arcos) cu diametrul de 4 mm şi flux bazic M2 (Arcos). Macrostructura îmbinării este prezentată în figura 9. Determinările durităţii de-a lungul liniei de topire au arătat valoarea maximă de 240 HV_{10}. Încercările mecanice la tracţiune, efectuate conform STAS 200 — 65, au arătat ruperi în afara cusăturii şi $\sigma_c = 38,4...38,8$ kgf/mm²; $\sigma_r = 53,5...54,1$ kgf/mm²; $\delta_5 = 23...24\%$; $\psi = 51...52\%$.

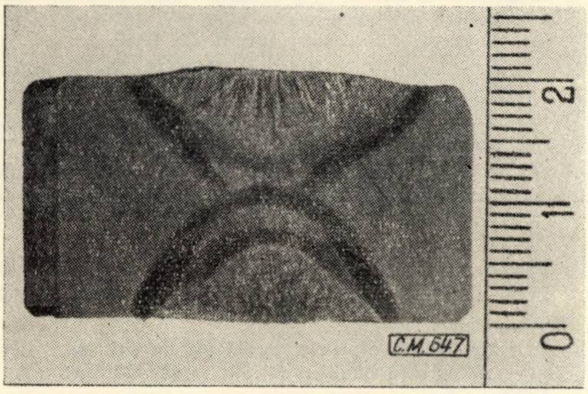


Fig. 9. Macrostructura unei îmbinări sudate automat.

Încercările de încovoiere prin şoc pe epruvete Charpy V, executate conform STAS 7511 — 66, au dat următoarele valori medii:

$$KV_{+20} = 11,6 \text{ mkgf/cm}^2;$$

$$KV_{-20} = 5,6 \text{ mkgf/cm}^2;$$

$$KV_{-30} = 5,1 \text{ mkgf/cm}.$$

În continuare, cercetările au urmărit conceperea şi elaborarea unor fluxuri destinate sudării oţelurilor slab aliate cu mangan, folosind ca metal de adaos sîrmă din oţel cu conţinut redus de carbon S10 (STAS 1126 — 66). În acest scop, folosind teoria alierii oţelului moale în arcul electric [8], elaborată la Centrul de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei, s-au conceput două fluxuri ceramice la care sistemul zgurifiant folosit are un caracter înalt bazic şi asigură reducerea la minimum a conţinutului de hidrogen din metalul cusăturii. Totodată, sistemul folosit asigură o bună trecere a elementelor de aliere din flux în metalul cusăturii, menţinerea stabilă a arcului electric şi desprinderea uşoară a crustei de zgură.

Cele două sorturi de fluxuri permit obţinerea unor metale depuse aliate cu mangan şi nichel (fluxul *NM*), respectiv aliate numai cu mangan (fluxul *M*).

Ca metal de bază s-au folosit table cu grosimea de 16 mm dintr-un oţel avînd următoarea compoziţie chimică: 0,17% C — 1,4%, Mn — 0,34%, Si — 0,040%, P — 0,013%, S—0,14%, Cu — 0,10%, V — 0,030% Al. Carbonul echivalent al acestui oţel este 0,43%.

Pregătirea marginilor s-a făcut în V, depunîndu-se trei cordoane. În cazul sudurilor executate cu fluxurile *NM* şi *N*, energia liniară a fost între 12 000 şi 20 000 Ws/cm.

Aprecierea calităţilor îmbinărilor sudate cu aceste fluxuri s-a făcut prin determinarea celor mai importante caracteristici mecanice. În cazul încercărilor de încovoiere prin şoc s-au folosit epruvete Mesnager şi Charpy V, la temperatura ambiantă (+ 20°C) şi la —40°C. Rezultatele obţinute au fost comparate cu unele date existente în literatura de specialitate (tabela 7). Proprietăţile obţinute sînt superioare celor ale metalului de bază şi similare cu cele ce se obţin la sudarea oţelului Soudotenax 56 (Belgia) cu flux Siderflux 56 (Italia) şi sîrmă din oţel moale.

Tabela 7

Autor	Material de bază şi grosime	Flux	Sîrmă	Îmbinare sudată		Cusătura						Observaţii
				σ_r kgf/mm²	σ_c kgf/mm²	σ_r	σ_c	KCU 30/2		K_v		
								+20°	−40°	+20°	−40°	
[9]	18G2 12 mm	AN 34SA	Sv 12GS	61,2	—	62,2	46,0	10,4	5,0	—	—	
[9]	18G2 20 mm	AN 34SA	Sv 10G2	56,9	—	61,8	43,2	9,8	4,5	—	—	
[10]	Soudotanax 56 30 mm	Siderflux 56	Oţel moale	—	—	62,0	53,0	—	—	—	8,5	Charpy V la —30°
CCT	17 m13v 16 mm	Flux N	S10X	59,5	43	64,0	52,0	18,0	16,8	10,5	6,8	Îmbinarea sudată s-a rupt în metalul de bază, la 40—50 mm de sudură. S-a determinat media cu trei încercări
CCT	17 m13v 16 mm	Flux NN	S10X	57,1	40	64,6	53,3	15,6	11,5	9	6,7	

Din punct de vedere economic prin elaborarea acestori fluxuri se poate înlocui fluxul OP14OIT provenite din import, realizîndu-se astfel economii însemnate. Fluxurile *M* şi *NM* pot fi fabricate cu investiţii minime, iar preţul de cost se situează între 5 şi 7 lei/kg. Consumul specific de flux este de circa un kilogram pentru un kilogram metal depus.

Avînd în vedere perspectivele aplicării oţelurilor slab aliate cu mangan în construcţiile metalice şi de maşini, sînt premise de aplicare largă a acestor fluxuri în practica industrială.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Note sur le carbone équivalent. Doc. IIS/IIW 288–67.

[2] * * * Recherche en coopération sur la fidélité de l'essai de sévérité thermique contrôlée pour l'étude de la soudabilité des aciers faiblement alliés. Doc. IIS/IIW7–58.

[3] *Winn, W. H.* Welding of high yield steels. În : Brit. Weld. Journ., nr. 5, 1968.

[4] *Winterton, K.* şi *Nolan, H.* Factors affecting severity of cruciform test for hardened zone cracking. În : Weld Journ., nr.3, 1960.

[5] *Brisson, I.*, *Maynier, P.* şi *Bastien, P.* Etude de la dureté sous cordon des aciers au carbone et faiblement alliés. În : Soud. et techn. conn., nr. 11/12, 1968.

[6] *Paley, Z.*, *Lynch, J. N.* şi *Adams, C.M.* În : Weld. Journ., 1964, p. 43.

[7] *Inagaki, M.* şi *Nakamura, H.* Some considerations about the cruciform test, Doc. IIS/IIW-II-498-69.

[8] *Sălăgean, T.* şi *Hrelescu, M.* Alierea cu carbon a oţelului moale în arcul electric. Broşura celei de a III-a Consfătuiri de sudură şi încercări de metale, Timişoara, dec 1959.

[9] *Astafiev, A. S.* ş.a. Svarivaemosti nizkolrghirovannîh stalei 18G2 şi 18G2T. În: Svaroc. proizvod., nr.3, 1964.

[10] * * * Nuovi tipi di flusci basici per la saldatura degli acciai di elevata qualita. În : La saldat. autogena, nr.3, 1965.

CZ 629.114.5—578

Încercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi

Conf. dr. ing. Petre D. SIMA — Institutul politehnic – Braşov
Ing. Dan CĂMĂRĂSCU — Uzina de autocamioane – Braşov
Ing. Grigore COSTIN — Uzina de tractoare – Braşov

Încercările experimentale făcute asupra ambreiajelor de automobil prezintă o importanţă deosebită pentru dezvoltarea şi modernizarea construcţiei de automobile. Acestea se pot clasifica, din punct de vedere al destinaţiei lor, în încercări de control, încercări speciale şi încercări ştiinţifico-experimentale.

Încercările de control se execută atît în uzinele constructoare, cît şi în cele de reparaţii, cu scopul verificării periodice a calităţii producţiei de automobile.

Încercările speciale au drept scop determinarea calităţii automobilelor noi sau a celor care au suferit modificări constructive.

Încercările ştiinţifico-experimentale se fac în scopul de a rezolva diferite probleme care apar în legătură cu utilizarea de noi materiale şi de a verifica practic diverse teorii noi introduse, de natură să îmbunătăţească parametrii ambreiajului încercat.

Încercarea ambreiajelor se face în scopul de a determina lucrul mecanic de patinare, rezistenţa la uzură a suprafeţelor în frecare, pierderile de putere din ambreiaj, precum şi randamentul acestora. De asemenea, în cadrul încercării ambreiajelor se studiază condiţiile cuplării şi decuplării line, se pot stabili masa şi forma optimă a organelor acestora pentru a se putea obţine o disipare cît mai eficientă a căldurii, putîndu-se studia totodată regimul termic de funcţionare al ambreiajelor. În urma măsurărilor termice efectuate, se stabileşte cantitatea de energie mecanică pierdută prin transformarea ei în energie calorică, putîndu-se lua astfel măsuri concrete pentru reducerea la minimum a acestor pierderi. Cercetările efectuate asupra ambreajelor conduc la alegerea celor mai corespunzătoare materiale, la stabilirea tehnologiei optime de fabricaţie, la prelungirea duratei de funcţionare, la îmbunătăţirea parametrilor întregii transmisii a automobilului, ceea ce în final va determina realizarea unor însemnate economii.

Utilizînd instalaţia realizată în acest scop la Uzina de autocamioane – Braşov, am reuşit să determinăm momentul transmis de ambraj pentru diferite alunecări, precum şi pierderile de putere din ambreaj.

Ca primă etapă în desfăşurarea cercetărilor s-a procedat la determinarea randamentului propriu al bancului în scopul cunoaşterii fondului de lucru, pentru a se putea scoate din rezultate erorile ce ar exista din cauza caracteristicilor altfel necunoscute ale instalaţiei.

Datele obţinute în urma probelor şi măsurărilor efectuate asupra instalaţiei sînt prezentate în tabela 1 şi redate în diagrama din figura 1. Deşi prin centrări precise, prin mic-

Tabela 1

Determinarea consumului propriu al bancului

Turaţia, rot/min	Puterea consumată, kW	Puterea consumată, CP
788	0,329	0,447
882	0,357	0,486
1 410	0,486	0,662
1 670	0,628	0,855
1 828	0,786	1,069
1 970	1,008	1,371
2 120	1,175	1,598
2 270	1,426	1,938
2 420	1,780	2,320
2 615	2,150	2,925
2 910	2,700	3,675
3 085	2,936	3,995
3 280	3,185	4,340
3 460	3,430	4,670
3 600	3,580	4,970

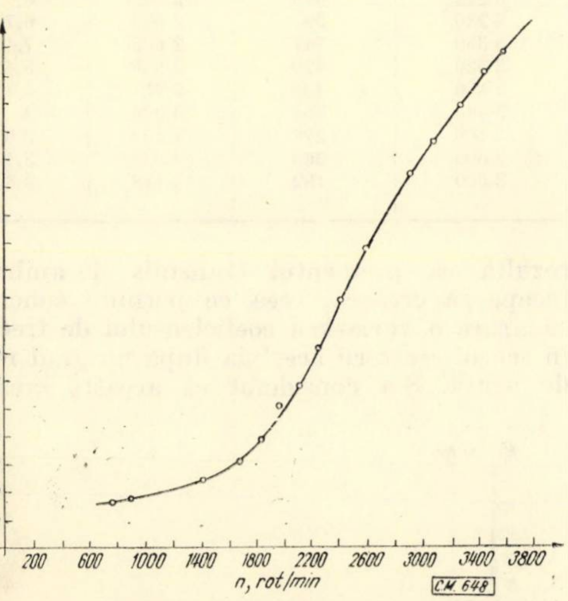


Fig. 1. Diagrama consumului propriu al bancului în funcţie de turaţia de funcţionare a motorului.

şorări sau măriri ale maselor pieselor în mişcare, s-a căutat să se obţină o variaţie cît mai liniară a pierderilor în instalaţie în întregul domeniu de utilizare, nu s-a reuşit să se extindă această proprietate în întregul domeniu de utilizare a bancului, aceasta fiind realizată mulţumitor şi relativ bine în domeniul de turaţii cuprins între 1 500, 1 600 — 3 800 rot/min. Sub limita de 1 600 rot/min, consumul propriu al bancului îşi schimbă relativ brusc panta, variaţia lui fiind curbilinie, apropiată însă de o linie dreaptă. Acest fapt nu a afectat rezultatul măsurărilor, deoarece s-au operat corecturile necesare pentru fiecare măsurare în parte.

În afară de aceasta, s-a urmărit ca majoritatea probelor, acolo unde a fost posibil, să fie executate în domeniul de variaţie liniară a consumului din banc. De altfel, chiar domeniul practic de întrebuinţare a ambreiajelor cercetate nu coboară sub limita de 1 800 — 2 000 rot/min. Din aceste motive, se consideră că fondul de lucru a fost bine ales şi că într-adevăr rezultatele măsurărilor efectuate duc la concluzii reale.

Determinările efectuate la ambreiaj au permis întocmirea unor tabele şi diagrame care ne redau sugestiv pierderile şi permit studierea funcţionării ambreiajului în condiţiile cercetate. Precizăm că pierderile de putere în ambreiaj se produc la antrenarea ambreiajului complet cuplat în mişcarea de rotaţie sau în condiţiile antrenării părţii conducătoare a ambreiajului complet decuplat, situaţii în care pierderile datorite alunecării sînt nule şi în regim tranzitoriu, cînd pe lîngă pierderile menţionate, apar pierderi prin alunecare. În cercetările efectuate, s-au stabilit pierderile datorite antrenării ambreiajului, respectiv părţii conducătoare a acestuia, pierderi care constituie în regimul tranzitoriu fondul de pierderi, la care se adaugă pierderile prin alunecare. Deci diagramele ridicate cu ajutorul bancului de încercări şi redate în cele ce urmează reprezintă suma pierderilor în ambreiaj în regim tranzitoriu. Stabilirea valorilor efective ale pierderilor prin alunecare poate fi realizată scăzînd din valorile pierderilor indicate în diagramă, valorile pierderilor necesare antrenării părţii conduse a ambreiajului. Din punct de vedere practic, prezintă interes suma pierderilor reprezentate în figura 4 prin curba *a*. În aceeaşi figură sînt reprezentate cu o precizie suficientă, pierderile de antrenare a ambreiajului prin dreapta *b*.

Tabela 2

Determinarea momentului transmis de ambreiaj în funcţie de diferite alunecări

Turaţia părţii conducătoare a ambreiajului n_1, rot/min	Turaţia părţii conduse a ambreiajului n_2, rot/min	Alunecarea $n_1 - n_2$, rot/min	Momentul transmis de ambreiaj M_2, m kgf.
2 745	2 736	9	30,15
2 640	2 620	20	25,4
2 620	2 550	70	24,3
2 710	2 370	340	23,6
2 736	2 245	491	22,1
2 780	2 280	500	21,8
2 790	2 120	670	20,6
2 960	2 185	775	20,2
2 870	2 000	870	20,4
2 870	1 910	960	19,58
2 920	1 660	1 260	16,8
3 070	1 208	1 862	13,28
3 190	1 080	2 110	10,06
3 190	1 012	2 178	7,56
3 228	906	2 302	7,42
3 350	747	2 603	6,01
3 230	597	2 633	4,87
3 320	520	2 800	4,21
3 350	433	2 917	3,53
3 460	364	3 096	3
3 600	278	3 322	2,7
3 600	260	3 340	2,6
3 600	182	3 418	2,44

Aşa cum reiese din diagrama momentului transmis în funcţie de diferite alunecări (fig. 2), trasată pe baza valorilor obţinute cu ajutorul bancului de încercări şi prezentate în tabela 2, se poate observa că ambreiajul transmite fără nici un fel de alunecări momentul maxim al motorului automobilului, ceea ce dovedeşte că a fost bine dimensionat şi, pentru acest caz, materialul de fricţiune a fost bine ales.

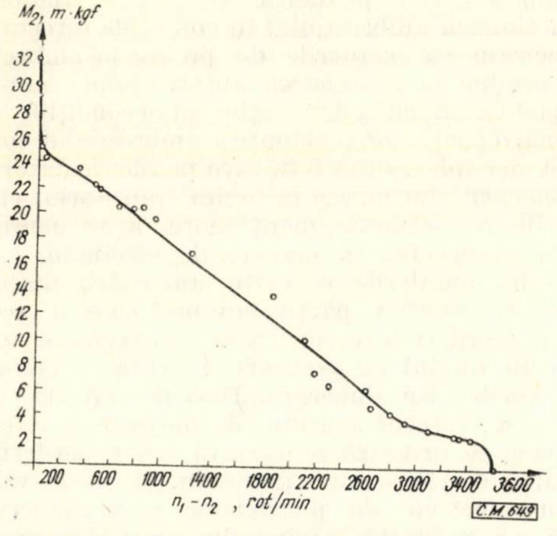


Fig. 2. Variaţia momentului transmis de ambreiaj în funcţie de diferite alunecări.

În timpul debreierii, la începutul operaţiei, cînd diferenţa de turaţii între discurile conducător şi condus este cuprinsă între zero şi 40 — 50 rot/min, momentul transmis scade brusc, ajungînd de la 32 m.kgf la 24 m.kgf. În continuare, diagrama momentului transmis de ambreiaj nu mai prezintă salturi bruşte, alura diagramei fiind apropiată de o linie dreaptă, avînd panta de aproximativ 45°, pînă cînd alunecarea atinge valoarea de circa 2 800 rot/min. Crescînd alunecarea pînă la 3 400 rot/min, se observă o micşorare a pantei de variaţie a momentului, în aşa fel încît de la 3,6 m.kgf momentul a scăzut numai pînă la 2,7 m.kgf, iar alunecarea a crescut cu numai 600 rot/min, pe cînd în faza anterioară, la o alunecare de numai 4,6 ori mai mare, momentul transmis a scăzut de aproximativ şapte ori. Crescînd în continuare alunecarea de la 3 400 rot/min, pînă la 3 600 rot/min şi continuînd pînă la turaţia zero a părţii conduse, momentul transmis prezintă iarăşi un salt brusc, scăzînd de la 2,7 m.kgf la zero într-un domeniu în care alunecarea a avut o variaţie mică de 200 — 220 rot/min.

Probele au fost efectuate utilizînd un ambreiaj nou, de tip Bucegi.

Repetînd experienţele cu acelaşi ambreiaj, după ce s-au executat aproximativ 100 de cuplări-decuplări, pe baza datelor din tabela 3 s-a trasat diagrama din figura 3. Din diagramă rezultă că momentul transmis de ambreiaj începe să crească, ceea ce permite concluzia că apare o variaţie a coeficientului de frecare, în sensul creşterii acestuia după un grad redus de uzură. S-a considerat că această creştere simţitoare şi rapidă a coeficientului ce frecare se datoreşte calităţii suprafeţei materialului de fricţiune, care în prima etapă prezintă un aspect poros şi care din cauza smulgerii particulelor de material de fricţiune face ca în prima

Tabela 3

Determinarea momentului transmis de ambreiaj în funcţie de diferite alunecări

Turaţia părţii conducătoare a ambreiajului n_1, rot/min	Turaţia părţii conduse a ambreiajului n_2, rot/min	Alunecarea $n_1 - n_2$, rot/min	Momentul transmis de ambreiaj M_2, m. kgf
2 745	2 736	9	31,02
2 640	2 620	20	26,3
2 620	2 550	70	25
2 710	2 370	340	24,3
2 736	2 245	491	23
2 780	2 280	500	22,7
2 790	2 120	670	21,6
2 960	2 185	775	21,3
2 870	2 000	870	21
2 870	1 910	960	20,1
2 920	1 660	1 260	17,7
3 070	1 208	1 862	14
3 190	1 080	2 110	11,7
3 190	1 012	2 178	9,8
3 228	906	2 302	8,7
3 230	597	2 633	6,7
3 350	747	2 603	7,4
3 320	520	2 800	5,4
3 350	433	2 917	4,2
3 460	364	3 096	4
3 600	278	3 322	3,6
3 600	260	3 340	3,4
3 600	182	3 418	2,8

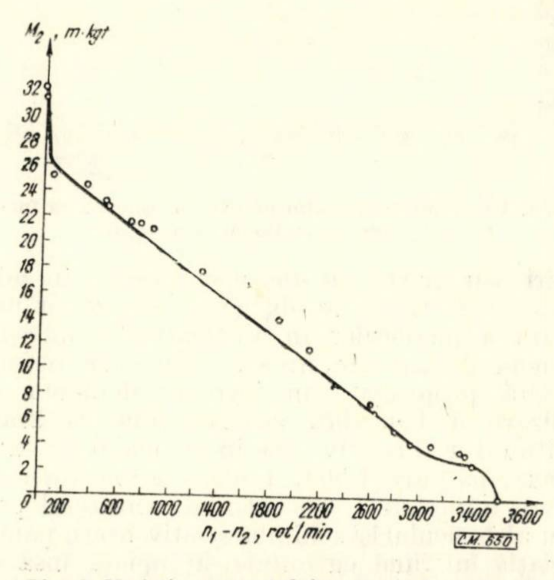


Fig. 3. Variaţia momentului transmis de ambreiaj în funcţie de diferite alunecări (ambreiaj rodat).

etapă să nu poată fi folosită în întregime capacitatea ambreiajului. Tot în această primă etapă, ambreiajul prezintă faţă de restul perioadei de funcţionare o caracteristică importantă, ce trebuie cunoscută şi luată în considerare pentru evitarea scoaterii premature din funcţiune a discului cu material de fricţiune. Această caracteristică constă în faptul că momentul transmis de ambreiaj scade brusc în această etapă, dacă se prelungeşte timpul de cuplare. Creşte deci alunecarea, cu toate că forţa de apăsare rămîne constantă. Această creştere a alunecării duce la supraîncălzirea ambreiajului şi la uzarea prematură a acestuia. Considerăm că pentru prelungirea duratei de funcţionare trebuie ca uzina constructoare, în notiţa tehnică ce însoţeşte camionul să recomande reducerea la minimum a timpului de culpare în perioada de rodaj, fără însă ca acest timp să fie redus atît de mult încît să producă şocuri în transmisie. Desigur că acest lucru reclamă folosirea de şoferi experimentaţi.

Comparînd cele două diagrame (fig. 2 şi 3), din figura 3 se observă că în prima fază a debreierii, cînd diferenţa de turaţie între discurile conducător şi condus este cuprinsă între zero şi 40 — 50 rot/min, momentul transmis scade şi în acest caz brusc, ajungînd de la 32 m.kgf la 27 m.kgf în loc de 25 m.kgf ca în primul caz, ceea ce dovedeşte o creştere a coeficientului de frecare faţă de primul caz. În continuare, nici această diagramă nu prezintă salturi bruşte, păstrîndu-se alura de linie dreaptă şi panta de aproximativ 45°, pînă la alunecarea de aproximativ 288 rot/min, liniile celor două diagrame sînt paralele, rămînînd întotdeauna deasupra diagrama ambreiajului cu care s-au efectuat aproximativ 100 cuplări-decuplări. De aici s-a tras concluzia că într-adevăr coeficientul de frecare a crescut în urma rodării discurilor de fricţiune. La creşterea alunecării peste aproximativ 2 800 rot/min, şi în acest caz momentul transmis scade brusc spre zero, astfel încît cele două curbe se întîlnesc în final atunci cînd turaţia părţii conduse este egală cu zero, momentul transmis fiind nul.

Pierderile de putere din ambreiaj s-au determinat în funcţie de alunecare în intervalul 0 — 3 600 rot/min, adică de la cuplarea completă pînă la alunecarea totală în condiţiile prezentate în tabela 4, din care rezultă că, pentru alunecarea zero, s-a procedat la transmiterea unei puteri egale cu puterea nominală a motorului.

O dată cu creşterea alunecării s-a redus puterea la arborele conducător al ambreiajului, fără ca turaţia acestuia să varieze în limite mari, ceea ce corespune condiţiilor reale de funcţionare. Procedînd la fel, s-a ajuns la stabilirea valorii de 1,6 CP consumată pentru antrenarea părţii conducătoare a ambreiajului la turaţia nominală a motorului, situaţie corespunzătoare alunecării totale, adică atunci cînd turaţia părţii condusă este zero. Măsurarea puterii la partea condusă s-a făcut pentru 25 de valori ale alunecării şi la stabilirea puterii consumate în ambreiaj s-a avut în vedere scăderea pierderilor în banc. Datele astfel obţinute au fost utilizate la trasarea diagramei din figura 4.

Tabela 4

Determinarea pierderilor de putere în ambreiaj în funcţie de alunecare

Turaţia părţii conducătoare n_1, rot/min	Turaţia părţii conduse n_2, rot/min	Alunecarea $n_1 - n_2$, rot/min	Puterea la arborele conducător, CP	Puterea la arborele condus, CP	Puterea consumată în ambreiaj, CP
3 600	3 630	0	140,2	137,93	2,27
2 745	2 736	9	117,28	115	2,28
2 640	2 620	20	95,3	93	2,3
2 620	2 550	70	88,98	86,6	2,38
2 710	2 370	340	81,05	78,2	2,85
2 736	2 245	491	64,48	61,3	3,18
2 780	2 280	500	72,9	69,7	3,2
2 790	2 120	670	64,74	61	3,74
2 960	2 185	775	65,84	61,7	4,14
2 870	2 000	870	61,7	57,2	4,5
2 870	1 910	960	57,5	52,2	5,3
2 920	1 660	1 260	47,3	38,9	8,4
3 070	1 208	1 862	34,35	22,45	11,9
3 190	1 030	2 110	27,20	15,22	11,98
3 190	1 012	2 178	22,58	10,68	11,9
3 228	906	2 302	21,22	9,38	11,84
3 350	747	2 603	17,87	6,27	11,6
3 230	597	2 633	15,47	4,07	11,4
3 320	520	2 800	14,36	3,06	11,3
3 350	433	2 917	13,037	2,137	10,9
3 460	364	3 096	11,726	1,526	10,2
3 600	278	3 322	10,052	1,052	9
3 600	260	3 340	9,745	0,945	8,8
3 600	182	3 418	8,617	0,617	8
3 600	0	3 600	1,6	0	1,6

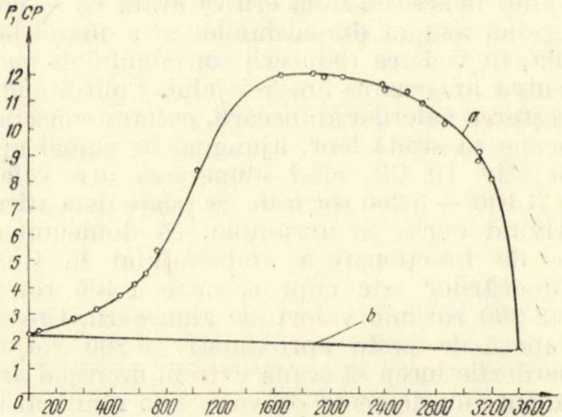


Fig. 4. Pierderile de putere în ambreiaj în funcţie de alunecare.

Examinînd alura curbei pierderilor de putere în ambreiaj în funcţie de alunecare (fig. 4), se observă că, pentru antrenarea ambreiajului la turaţia nominală atunci cînd nu există alunecare, se consumă o putere aproximativă de 2,27 CP, valoare care poate fi considerată mare. Pentru reducerea acestui consum, apreciem că este necesar să se intervină ţinînd seamă că în aceste condiţii autocamionul funcţionează cea mai mare parte din perioada de exploatare. În acest sens, studiul unui număr mai mare de ambreiaje cu diferite modificări constructive ar putea duce la stabilirea formei şi dimensiunilor ideale ale elementelor componente ale ambreiajului.

În perioada de început de alunecare, cînd aceasta ajunge pînă la valoarea de 700 — 800 rot/min, se poate observa o creştere destul de lentă a puterii consumate în ambreiaj, astfel că la alunecarea de 780 rot/min, puterea consumată în ambreiaj este de aproximativ 4,14 CP. Ţinînd seamă că pierderile la alunecarea zero au valoarea menţionată mai sus, se consideră că valoarea de 4,14 CP nu este prea mare. În această situaţie, creşterea temperaturii elementelor ambreiajului mai intens predispuse acestei influenţe a fost puţin sensibilă. Creşterea în continuare a alunecării atrage după sine o creştere mai accentuată a pierderilor în ambreiaj, astfel încît la o alunecare cuprinsă între 1 880 — 2 200 rot/min puterea consumată atinge punctul său maxim, avînd o valoare de aproximativ 12 CP ; în această situaţie, cînd pierderile au valoarea maximă, dacă debreierea este executată corect într-un timp scurt însă totuşi suficient pentru evitarea şocurilor în transmisie, temperatura ambreiajului creşte fără însă a deveni periculoasă pentru materialul de fricţiune. Aceasta dovedeşte că ambreiajul are capacitatea necesară eliminării căldurii dezvoltate prin frecare. Rezultatele permit să se afirme că o expolatare corectă a ambreiajului nu conduce la distrugerea prematură a acestuia. Totodată comportarea ambreiajului în această zonă critică arată că se poate acţiona asupra dimensiunilor şi a masei acestuia, în vederea reducerii consumului de putere pentru antrenarea ambreiajului. Continuînd cu creşterea valorilor alunecării, puterea consumată începe să scadă lent, ajungînd la numai aproximativ 10 CP, cînd alunecarea are valorile de 3 100 — 3 200 rot/min. Se poate deci afirma, privind curba în ansamblu, că domeniul critic de funcţionare a ambreiajului în timpul alunecărilor este cuprins între 1 400 rot/min şi 3 200 rot/min valori ale alunecării. Crescînd alunecările peste aproximativ 3 200 rot/min, pierderile încep să scadă extrem de rapid astfel că, într-un domeniu de variaţie a alunecării de numai 400 rot/min, puterea consumată coboară de la aproximativ 10 CP la 1,6 CP, valoare corespunzătoare alunecării totale sau antrenării părţii conducătoare a ambreiajului la turaţia de 3 600 rot/min.

Cercetările efectuate asupra ambreiajului de tip „Bucegi" permit să se tragă concluzia că forma constructivă actuală a ambreiajului satisface pe deplin cerinţele de rezistenţă şi durabilitate impuse, în condiţiile unei exploatări judicioase. Din punct de vedere al randamentului transmisiei însă se pot aduce anumite îmbunătăţiri care să influenţeze pozitiv comportarea acesteia.

Astfel se poate remarca faptul că ambreiajul transmite fără nici un fel de alunecări momentul maxim al motorului automobilului, ceea ce dovedeşte că a fost bine dimensionat şi materialul de fricţiune bine ales. Creşterea sensibilă a coeficientului de frecare de alunecare în cazul ambreiajului rodat se datoreşte calităţii suprafeţei materialului de fricţiune, care în cazul ambreiajului nou prezintă un aspect poros, ceea ce face ca să nu poată fi folosită în întregime capacitatea ambreiajului.

De asemenea, în cazul ambreiajului nou, momentul transmis scade brusc dacă se lungeşte timpul de cuplare, determinînd totodată creşterea alunecării, ceea ce conduce la supraîncălzirea ambreiajului şi la uzarea prematură a acestuia. Este necesar, prin urmare, în vederea prelungirii duratei de funcţionare ca uzina constructoare, să recomande în notiţa tehnică ce însoţeşte camionul, reducerea la minimum a timpului de culpare în perioada de rodaj. Ţinînd seamă de alura curbei pierderilor de putere în ambreiaj, pentru reducerea consumului de putere necesar antrenării ambreiajului la turaţia nominală, este necesar să se intervină deoarece autocamionul funcţionează în aceste condiţii în cea mai mare parte din perioada de exploatare.

O mare importanţă o prezintă, pe de altă parte, rezistenţa la încălzire a ambreiajului. Chiar şi în cazul în care pierderile în ambreiaj au valoare maximă, dacă debreierea este executată corect, într-un timp scurt însă suficient totuşi pentru evitarea şocurilor în transmisie, temperatura ambreiajului creşte fără însă a deveni periculoasă pentru materialul de fricţiune. Aceasta demonstrează că ambreiajul are capacitatea necesară eliminării căldurii dezvoltate prin frecare, adică exploatarea corectă a ambreajului nu duce la distrugerea prematură a acestuia. Comportarea ambreiajului în zonă critică arată că se poate acţiona asupra dimensiunilor şi masei acestuia în vederea reducerii consumului de putere necesar antrenării lui.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bussien, R.* Automobiltechnisches Handbuch. Berlin H. Gram, 1955.

[2] *Ciudakov, A. E.* Teoria avtomobilia. Moscova, Maşghiz, 1950.

[3] *Dudiţă, Fl.* Transmisii cardanice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[4] *Ghiulai, A.C.* Mecanica automobilului. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[5] *Ghiulai, A. C.* Transmisii moderne de automobil. În : Revista tehnică militară, nr. 9, 1953.

[6] *Sima, D. P.* Curs de mecanică teoretică. Litografiat, 1963.

[7] *Sima, D.P.* Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii transmisiei de automobil. Rezumatul lucrării de doctorat. Bucureşti, 1969.

[8] *Sima, P., Cămărăscu, D., Costin, Gr.* Banc de probe pentru încercarea subansamblurilor transmisiei de automobil. În : Invenţii şi inovaţii, nr.11, 1968.

Documentare

Avtomobilnaia promîşlennosti,

nr. 2, 1970

A. B. Pivarunas şi G. F. Budanov, **Procesul de formare a amestecului în carburator, în condiţiile laminării.**

Mărirea puterii specifice a motoarelor de automobil determină deplasarea reglajelor de exploatare spre sarcini mari, micşorarea economicităţii şi intensificarea toxicităţii gazelor de ardere. Una din consecinţele defavorabile ale laminării constă în intensificarea instabilităţii ciclului funcţional din cilindrul motor. Ca rezultat al cercetării implicaţiilor acestui fenomen asupra formării amestecului în carburator, s-au precizat trei factori caracteristici ai amestecului de ardere : dispersia combustibilului, distribuţia combustibilului în secţiunea curentului şi distribuţia combustibilului de-a lungul curentului.

Pentru analizarea curgerii combustibilului prin difuzor, s-au efectuat înregistrări prin cinematografiere rapidă şi fotografiere, utilizîndu-se machete transparente ale sistemului de dozare al carburatorului cu emulsie K-124. La diferite regimuri, motorul de automobil a funcţionat în condiţiile deplasării în oraş pe intervale mari de timp. S-a înregistrat structura fazei lichide a benzinei în canalele carburatorului.

La intrarea în funcţiune a pulverizatorului orizontal al sistemului principal de dozare, a fost identificată, în funcţie de reglaj şi de dispunerea orificiilor pe tubul de emulsie, curgerea ,,intens emulsionată'', caracterizată prin alternarea neuniformă a tranşelor de combustibil cu bulele de aer, sau curgerea laminară a benzinei şi aerului în planul de separare a fazelor. Mărirea consumului a generat apariţia undelor în suprafaţa de separare. La creşterea vitezei, amplitudinea undelor s-a majorat în aşa fel încît curentul de gaze s-a fragmentat în porţiuni.

Caracteristicile precedente nu s-au manifestat în canalul de emulsie al sistemului de mers în gol, ca urmare a conţinutului de gaze sensibil mai mare de aici. În cazul consumurilor mici combustibilul se deplasează pe peretele canalului sub formă de undă peliculară. La consumuri sporite şi o anumită valoare critică a fazei uşoare, amplitudinea undelor creşte rapid, ceea ce antrenează instabilitatea peliculei de benzină şi trecerea la emulsionarea curentului.

La încălzirea traseului de combustibil, bulele de vapori existente în canal în amontele jiclorului de combustibil îşi măresc volumul trecînd prin jiclor. Ca urmare, tranşa de combustibil din aval este împinsă în canalul de emulsie, determinînd succesiv îmbogăţirea şi sărăcirea amestecului. Pe măsura încălzirii combustibilului din avalul jiclorului, are loc întreruperea curentului, intensificîndu-se neuniformitatea de debitare prin pulverizator.

În experimentări efectuate pe carburatoare fără emulsie s-a constatat că închiderea obturatorului este însoţită de o structură stabilă uşor dispersată a amestecului. În acest caz, la ieşirea din secţiunea controlată de obturator s-a determinat variaţia densităţii optice a amestecului (prin tonuri cuprinse între străveziu şi alb-lăptos). S-a evaluat astfel modificarea în timp a compoziţiei amestecului, ca urmare a neuniformităţii de debitare a combustibilului în zona de pulverizare.

Pentru studierea procesului de debitare, s-a utilizat şi un dispozitiv special care reproduce traseele carburatorului. Prin schimbarea elementului de dozare, dispozitivul permite realizarea unor diverse caracteristici ale jetului de combustibil. Debitarea continuă este asigurată prin curgerea combustibilului lichid cu secţiunea minimă în traseul principal de aer, la suprapresiunea de 50 mm col apă. Dispozitivul livrează combustibil în patru puncte caracteristice pentru carburatorul cu ejecţie : sub obturator, în zona dintre obturator şi peretele camerei de amestec, în difuzorul de secţiune constantă şi în canalul de laminare.

Încercările s-au desfăşurat pe motorul GAZ-21A în regim stabil, la turaţii cuprinse între 400 şi 2000 rot/min şi unghiuri de deschidere a obturatorului pînă la 20°. Dintre rezultatele obţinute, în figura 1 se arată caracteristicile de reglaj ale motorului la 1000 rot/min. Pentru evaluarea variaţiei coeficientului de exces de aer s-au utilizat valorile limitei superioare λ_{lim} aferente funcţionării stabile. Economicitatea motorului a fost apreciată cu ajutorul consumului specific indicat minim $c_{i_{min}}$ şi al parametrului $\Delta\lambda_{c_i}$; acesta din urmă evidenţiază variaţia coeficientului λ în domeniul corespunzător abaterilor mai mici de 10% ale consumului specific indicat faţă de $c_{i_{min}}$. Prin parametrul $\Delta\lambda_{\text{CO}}$, care sesizează variaţia coeficientului λ la conţinut minim de oxid de carbon, s-a urmărit toxicitatea gazelor de ardere. Caracteristicile (fig.1) atestă avantajele debitării stabile (curbele 1) în raport cu debitarea instabilă proprie carburatorului cu emulsie (curbele 2).

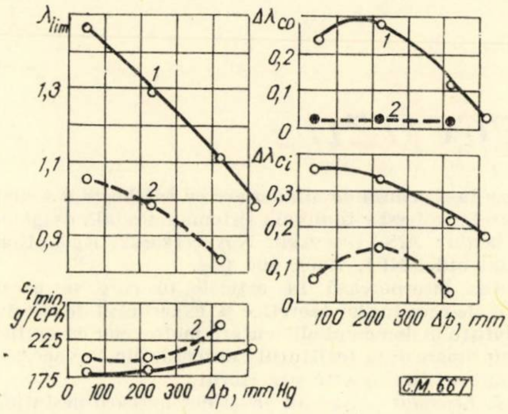


Fig. 1

G. Z.

SIP

19 februarie 1970

Coroziunea conductelor de frînă

Tipul de conducte pentru frîne introduse acum 4—5 ani de către majoritatea constructorilor europeni de automobile poate fi atacat prin coroziune numai într-un an, după cum s-a demonstrat de către Institutul suedez de analize ale materialelor.

Conductele supuse analizei sînt confecţionate din tuburi de oţel acoperit cu cupru şi cu un strat exterior de zinc de 0,025 mm în grosime. Experienţele au dovedit că zincul moale este uşor atacat la contactul cu alte elemente ale autovehiculului şi de către particulele conţinute în fluidul de frînare.

După dispariţia stratului de zinc, tubul rămîne ,,ciupit'' defecţiunile fiind activate din cauza unei interacţiuni galvanice care se produce între cupru şi oţel.

S-au putut descoperi conducte de frînare perforate de rugină la automobile fabricate în 1969, deci chiar după un an de funcţionare.

Pe de altă parte, s-a stabilit că tuburile sau conductele instalaţiei de frînare din cupru trec problele de securitate rutieră obligatorii practic fără obiecţii.

C. A.

SIP

13 februarie 1970

Un nou sistem de învăţare cu ajutorul calculatoarelor electronice

ASEA (Suedia) a elaborat un sistem automat de învăţare denumit ,,Teach Aid'', care se poate folosi în licee, în universităţi şi în învăţămîntul profesional.

ASEA a stabilit un acord cu oraşul Västeras, de 110 000 locuitori (sediul principal al întreprinderii), cu privire la adaptarea sistemului la utilizarea în şcolile oraşului.

Sistemele permit trasarea graficelor şi curbelor care, în matematici şi în ştiinţele chimice, ilustrează mai bine procesele dinamice, care sînt transmise printr-un miniordinator. Metoda permite să se evite lucrări lungi şi laborioase, timpul cîştigat putînd fi dedicat învăţării propriu-zise. În plus, pe această cale, familiarizarea cu calculatoarele electronice începe chiar de pe băncile şcolii.

În afară de ordinator, sistemul cuprinde o maşină de scris, un dispozitiv de citire rapidă a telebandei şi un televizor pentru prezentarea rezultatelor. La acest sistem pot fi cuplate receptoare TV obişnuite, ceea ce permite ca sistemul să poată fi folosit simultan de mai multe clase.

Miniordinatoarele pot fi utilizare şi în cadrul unor sisteme mai mari, în scopul efectuării unor calcule programate în mod special.

S-au şi preparat unele programe, ca de pildă pentru învăţarea matematicii, a fizicii, a electricităţii etc.

S-a constituit şi o librărie de programe. Acestea din urmă pot fi adaptate oricăror norme elaborate de ministerele de învăţămînt ale ţărilor interesate.

Se arată că unul dintre avantajele însemnate ale lui Teach-Aid este că profesorii şi elevii pot să-şi întocmească ei înşişi programele necesare. *C. A.*

Recenzii

Procese în sistemele de alimentare cu combustibil a motoarelor diesel (Proţessî v toplivnîh sistemah dizelnîh dvigatelei). Sub redacţia : A.S. Lîşevskii, Novocercassk, Redaktionno-izdatelskii otdel NPI, 1969, 106 pag.

Lucrarea încorporează 14 articole în care se prezintă rezultate ale cercetărilor teoretice şi experimentale efectuate de specialiştii în domeniul alimentării motoarelor cu aprindere prin comprimare de la Institutul Politehnic din Novocerkassk. Conţinutul articolelor este următorul :

1. *A.S. Lîşevskii* — Asupra ecuaţiilor mişcării nestaţionare a combustibilului în conducta de înaltă presiune. Se generalizează ecuaţiile clasice (Allievi — Jukovskii) ale curgerii nestaţionare a fluidelor compresibile. Ecuaţiile propuse asigură o precizie sporită studiului analitic al proceselor din sistemul de alimentare; de pildă, ele permit considerarea deplasărilor radiale ale combustibilului cauzate de deformarea conductei.

2. *A.S.Lîşevskii* şi *V. I. Liaşkov* — Ecuaţiile diferenţiale ale vibraţiilor organelor mobile ale injectoarelor. Se elaborează un studiu analitic al vibraţiilor organelor care participă la mişcarea acului, la injectoarele închise. Se evidenţiază influenţa regimului de unde din conducta de înaltă presiune.

3. *V. I. Liaşkov* — Asupra determinării condiţiei de funcţionare stabilă a injectoarelor pentru motoarele cu aprindere prin comprimare. Se propune o nouă exprimare analitică a condiţiei de stabilitate a acului injectorului, cu considerarea dimensiunilor conductei de înaltă presiune şi a unor proprietăţi ale combustibilului.

4. *A. S. Lîşevskii* şi *V. F. Mîlnev* — Variaţia coeficientului de debit al injectoarelor cu vîrtejuri dirijate, la valori mari ale numărului Reynolds. Pentru tipul de injector menţionat în titlu, se exprimă dependenţa coeficientului de debit, în condiţiile specificate, faţă de o serie de criterii adimensionale; criteriile sesizează influenţa dimensiunilor camerei de formare a vîrtejurilor, inclusiv dimensiunile canalelor elicoidale ale acesteia. Rezultatele încercărilor cantitative sînt reprezentate în coordonate logaritmice.

5. *A. S. Lîşevskii* şi *V. F. Mîlnev* — Legea de variaţie a coeficientului de debit al injectoarelor cu vîrtejuri dirijate, la valori mici ale numărului Reynolds. Se aplică dependenţa stabilită în articolul precedent prin încercări aferente valorilor coborîte ale numărului Reynolds, la care variaţia coeficientului de debit este condiţionată de regimul de funcţionare al injectorului.

6. *A. S. Lîşevskii* şi *V. F. Mîlnev* — Limita de automodelare a coeficientului de debit al injectoarelor cu vîrtejuri dirijate, în raport cu numărul Reynolds. Se studiază variaţia limitei de automodelare a coeficientului de debit, reprezentînd valoarea numărului Reynolds peste care coeficientul de debit rămîne constant, în funcţie de parametrii constructivi ai injectoarelor cu vîrtejuri dirijate.

7. *V. I. Kravcenko* — Impactul organelor de precizie la pompa de combustibil a generatoarelor de gaze cu pistoane libere. Se cercetează influenţa şocului dintre pistonul plonjor şi supapa de refulare asupra regimului de funcţionare al pompei pentru generatoare de gaze cu pistoane libere. Faţă de valoarea vitezei pistonului la care şocul determină apariţia deformaţiilor plastice, viteza corespunzătoare regimului nominal de funcţionare permite evaluarea coeficientului de siguranţă.

8. *A. S. Lîşevskii* şi *V.P.Iakuşev.* Variaţia fazelor de debitare a combustibilului în funcţie de presiunea din camera de umplere. Se prezintă rezultatele încercărilor privind influenţa presiunii din camera de umplere a pompelor de injecţie pentru motoare diesel rapide asupra duratei injecţiei, duratei imuplsurilor de presiune la injector şi întîrzierii la închiderea acului injectorului. La prelucrarea rezultatelor s-au utilizat criterii adimensionale propuse în publicaţii anterioare ale Institutului politehnic din Novocerkassk.

9—10. *A. S. Lîşevskii* şi *V.P. Iakuşev* — Despre influenţa umplerii pompei asupra presiunii la injector, A. S. Lîşevskii şi V. P. Iakuşev — Influenţa presiunii de umplere asupra debitului de combustibil pe ciclu. In maniera de interpretare folosită în articolul 8, se examinează influenţa presiunii din traseul de alimentare asupra presiunii maxime în amontele injectorului şi presiunii dinamice la începutul ridicării acului, respectiv asupra debitului de combustibil pe ciclu.

11. *R. V. Rusinov* şi *M. A. Lavrova* — Construirea profilului de camă pentru pompa de injecţie a motoarelor diesel. Se propun ecuaţii de calcul al parametrilor profilului de camă pentru pompa de injecţie a motorului diesel, corespunzător variaţiilor trapezoidală şi triunghiulară ale vitezei pistonului plonjor. Se prezintă succint etapele rezolvării ecuaţiilor pe maşini electronice.

12. *A. A. Kutukov* — Alegerea unghiului de înclinare a rampei de descărcare la pompa de injecţie. Se cercetează posibilităţile de alegere a unghiului de înclinare a rampei de descărcare la pompa de injecţie în conformitate cu cerinţa de a realiza un grad de neuniformitate a debitării la sarcini mici cît mai redus, corelat cu limitarea uzurii rampei. Se elaborează o metodă bazată pe reprezentarea grafică a ecuaţiei gradului de neuniformitate.

13. *Iu. G. Vallin* — Asupra determinării coeficientului real de compresibilitate a combustibilului. Se propune determinarea coeficientului de compresibilitate a combustibilului, pornind de la dependenţa faţă de alte proprietăţi ale acestuia, exprimată sub formă adimensională, şi utilizînd reprezentări grafice în coordonate logaritmice.

14. *A. S. Lîşevskii* şi *V. I. Liaşkin* — Condiţii de funcţionare stabilă a injectoarelor cu închidere hidraulică a acului. Stabilitatea funcţională a injectoarelor cu închidere hidraulică a acului este apreciată prin intermediul coeficienţilor adimensionali ai ecuaţiei diferenţiale care descrie vibraţia acului sub acţiunea combustibilului şi a lichidului de comandă a închiderii.

Din prezentarea făcută, se constată că materialele din componenţa lucrării dezvoltă o serie de probleme interesante în domeniul abordat, la un nivel ştiinţific superior. Ca atare, lucrarea este utilă cercetătorilor şi specialiştilor care activează în acest domeniu.

G. Zătreanu

B. Popa. prof. dr. ing. C. Silaşi, şef lucr. ing., C. Vintilă asist. ing. **Termotehnică şi maşini termice.** Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1969, 632 pagini, 521 figuri, 17 anexe.

Elaboartă ca manual didactic, lucrarea tratează, într-o expunere documentată şi de înalt nivel, principalele probleme de termotehnică şi maşini termice necesare inginerilor, nespecialişti în domeniul maşinilor şi instalaţiilor termice. Prima parte a lucrării expune noţiunile de bază ale termodinamicii tehnice, utilizîndu-se prezentarea concisă, dar cauzală, a fenomenelor, cu o rigurozitate ştiinţifică corespunzătoare. Un merit al lucrării este reliefarea transformărilor energetice în diversele tipuri de evoluţii, ceea ce uşurează înţelegerea funcţională a maşinilor termice, iar utilizarea reprezentărilor în diagrama temperatură-entropie ilustrează vizual rezultatele obţinute.

Se remarcă atenta analiză a ciclurilor motoarelor cu ardere-internă, a maşinilor cu abur etc. şi legătura organică cu principalele elemente constructive, ilustrate prin realizările din ţara noastră.

Noţiunile de transmiterea căldurii, susţinute de elemente concrete, rezultate din practica industrială, sînt finalizate direct la studiul schimbătoarelor de căldură şi utilizate apoi la analiza altor instalaţii termice. Un merit al autorilor este reuşita îmbinării armonioase a noţiunilor de termodinamică tehnică şi a transmisiei căldurii, pentru a crea un fundament coerent şi solid înţelegerii elementelor funcţionale ale motoarelor cu ardere internă, a cazanelor etc.

Partea a treia a lucrării prezintă principiile funcţionale şi constructive ale motoarelor şi instalaţiilor termice. Înlocuindu-se forma expozitivă de prezentare, cu o analiză funcţională se reuşeşte cristalizarea unor noţiuni mai complete şi mai aprofundate, care să reliefeze independenţa fenomenelor şi să coreleze soluţia constructivă de cerinţele proceselor de lucru, ceea ce permite nu numai cunoaşterea unei instalaţii date, ci şi o selectare critică în funcţie de condiţiile reale de lucru impuse.

Scrisă în sistemul internaţional de unităţi de măsură lucrarea va avea un larg ecou în rîndul specialiştilor, fiind susţinută şi de numeroase tabele şi anexe, necesare aplicaţiilor practice curente. Autorii utilizează o vastă bibliografie străină şi în special românească prelucrată critic care — grefată pe o îndelungată practică termotehnică — a condus la o prezentare concisă şi de nivel, cu o terminologie şi simbolistică adecvată, facilitînd înţelegerea rapidă a problemelor tratate.

În ansamblu lucrarea colectivului condus de prof. dr. ing. B. Popa reprezintă un material didactic de înalt nivel ştiinţific, armonios structurat scopului urmărit, corespunzător cunoştinţelor necesare studenţilor şi inginerilor mecanici, nespecialişti în probleme termice.

V. Pimsner

Cronică

Expoziţia cehoslovacă de maşini pentru construcţii rutiere „Strojexport"

Între 21 aprilie şi 3 mai 1970 a avut loc Expoziţia de maşini pentru construcţii rutiere şi utilaje terasiere prezentată la Bucureşti de Intreprinderea de Comerţ Exterior pentru Export şi Import de Maşini şi Instalaţii „Strojexport" din R. S. Cehoslovacă.

Cu acest prilej, numeroase firme producătoare de maşini au prezentat diferite instalaţii şi maşini în funcţiune.

Astfel, au reţinut atenţia vizitatorilor: staţia completă de preparat beton tip C 304; autobetoniera tip AMS 55; instalaţia de aer condiţionat tip LUE 500; agregatul de aerisire tip VJ 5000: agregatul de răcire a uleiului cu aer; agregatul de climatizare parapet, JANKA; agregatul electric de încălzire şi aerisire tip PSE 500; preîncălzitoarele de aer cu apă fierbinte, cu abur şi electrice şi altele.

Au prezentat interes diferitele utilaje terasiere ca: cilindrul vibrator tandem tip VV4 şi VV8; cilindrul vibrator purtat manual tip VVW 3400; cilindrul pe pneuri tip GRW 10 de 7000—16 000 kg; cilindrul tandem cu hidromotor tip TV 680 H de 6800—8000 kg, pentru şosele; cilindrul tandem cu acţionare mecanică TV 680 M de 6500—8800 kg; cilindrul tractat tip VVTT 1 pentru lucrări de compactare grele; excavatorul universal cu lingură tip D 141; excavatorul hidraulic DH 100, 1 m^3; încărcătorul hidraulic rotativ tip HON 051; încărcătorul frontal universal UNC 150; căruciorul elevator BVH 1622 S; autoremorcherul uniax cu screper tip T 180 S 10 şi autoremorcherul uniax cu dumper tip T 180 D 10, premiate cu Medalia de Aur la Tîrgul de la Leipzig şi la Brno; descărcătorul cu şnec pentru vagoane tip KV 66 etc.

De asemenea au fost prezentate diverse utilaje pentru lucrări miniere şi de suprafaţă, ca: ciocane de foraj şi casmale pneumatice; diferite pompe cu dinţi şi axiale, racorduri, supape de refulare, acumulatoare etc.

Produsele expuse au atras interesul vizitatorilor. Cei interesaţi în mod deosebit de anumite produse au primit informaţii tehnice şi comerciale de la specialiştii cehoslovaci, care au însoţit exponatele.

E. Şt.

Construcţii noi de nave de transport şi pescuit, cu performanţe superioare, prezentate la Tîrgul de primăvară de la Leipzig — 1970

Noul cargou maritim de tipul „Ozean" produs de şantierul naval de stat Warnowwerft Warnemunde din R.D.G., care a fost prezentat în acest an la Tîrg, este o navă cu motor, cu două punţi şi cinci magazii, destinat pentru transportarea de mărfuri în colete, mărfuri grele şi echipamente industriale cu posibilitatea de a transporta pe punte sarcini pînă la 600 tf. Domeniul de navigaţie este nelimitat. Poate să navigheze şi în urma unor spărgătoare de gheaţă sau printre gheţurile sfărîmate de la periferia banchizelor. Prin aplicarea noilor prescripţii pentru punţi ICLL, tonajul a fost sporit de la 12 800 la 14 000 t, iar prin ranforsarea provei, viteza a fost majorată la 18 noduri. Este prevăzut cu 17 bigi de încărcare, din care o bigă de 70 tf, rotativă, pentru mărfuri grele.

Caracteristicile tehnice mai importante ale navei sînt: lungimea totală 141,70 m; lăţimea la coaste 20,30 m; pescajul 9,32 m; tonajul 14 000 t; capacitatea magaziilor 18 728 m^3; raza de acţiune 11 000 mile.

Deosebit de apreciat a fost şi cargoul combinat pentru containere, perfecţionat, tip 454/460. Acest cargou, produs de şantierul naval de stat Schiffswerft Neptun Rostock din R.D.G., poate fi folosit în mai multe scopuri, este o perfecţionare a navelor de tipul „Hansel" pentru transportarea parţială de conteinere.

Nava este prevăzută cu o singură punte, cu două magazii de mărfuri, cu instalaţia maşinilor amenajată la pupă. Domeniul de navigaţie este nelimitat. Nava este prevăzută pentru transportul de mărfuri uscate de orice fel, în special al conteinerelor ISO de 20 picioare şi al cherestelei. Nava are următoarele caracteristici speciale: bocaporturi extrem de mari (de cîte 2600 × 10 600 mm), condiţii de stivuire optime prin lungimi de aşezare minime, o macara-portal de punte, mobilă, de 10 tf—condiţii ideale pentru înlocuirea grupurilor din compartimentul maşinilor, telecomanda automată a motorului principal, de la puntea de comandă, compartiment fonoizolat separat pentru grupul diesel-generator.

Caracteristicile tehnice cele mai importante sînt: lungimea totală 102,85 m; lăţimea 14,60 m; pescajul 5,78 m; capacitatea de transport 4 440 t; tonajul circa 3 100 BRT; volumul magaziilor 6 148 m³ ; puterea mașinilor 3 000 CP ; echipajul 31 persoane.

Cargoul rapid pentru mărfuri și conteinere expus, de asemenea, la Tîrg, produs de către Șantierul naval de stat Warnowwerft. Warnemunde din R. D.G., este destinat, pentru transportul conteinerelor, al mărfurilor în colete, al echipamentelor industriale, precum și al vehiculelor rutiere și pe șine. Acest tip de cargouri, fiind adaptate pentru încărcături variate, pot transporta și material în vrac în arimaj, minereu corespunzător clasei și, în cantități parțiale, mărfuri congelate și ulei comestibil în cale speciale. În afară de o viteză de regim de 21,2 noduri navale, mai posedă și următoarele caracteristici : acționare automatizată a mașinilor fără echipaj de noapte, macarale cu braț oscilant de bord, care, cuplate în paralel, permit transbordarea de conteinere și colete pînă la 20 tone, și o bigă pentru mărfuri grele de 80 tone, care se poate roti peste două guri de magazie, un înalt grad de deschidere a punții prin bocaporturi duble pentru fiecare magazie, telecomandă a dispozitivelor de ancoră și manevră, vinciuri automate Mooring, cabine individuale pentru marinari, piscină, ascensor de persoane între punte și centrale de comandă.

Caracteristici tehnice : lungimea totală — 166,40 m ; lățimea — 23,00 m ; pescajul 9,57 m ; tonajul 13 000 t ; capacitatea magaziilor 19 453 m³ ; compartimentul frigorific tancul de ulei comestibil 380 m³/541 m³ ; puterea mașinilor 20 300 CP ; raza de acțiune 15 000 mile ; echipaj/pasageri 28/8 persoane.

Ca motor principal servește un motor diesel naval în doi timpi, cu telecomandă, la alegere, de pe puntea de comandă sau de la postul mecanicului.

Șantierul naval de stat Volkawerft Stralsund din R.D.G. a expus supertraulerul ,,Atlantik'' care constituie o realizare tehnică importantă în construcția navelor de pescuit.

Printre caracteristicile tehnice superioare se remarcă sistemul de pescuit cu utilaje electrice, vinciurile deosebit de puternice cu acționare hidraulică pentru tehnica pescuitului la adîncimi pînă la 1 500 m, tehnologie de pescuit după principiul alternării plaselor, instalațiile pentru prelucrarea automatizată a peștelui, pentru prepararea conservelor de ficat, pentru producția de făină de pește și ulei de pește și pentru fabricarea de conserve comerciale în ambalaje mici, amplasarea avantajoasă pentru montaj a mașinilor și agregatelor, sistemul de manevră cu randament îmbunătățit, instalațiile de mașini automatizate pentru exploatarea fără supraveghere, timp de 16 ore, cu 55 % din personalul mecanic folosit pînă acum, instalațiile frigorigene perfecționate, cu utilizarea de agenți frigorifici de siguranță.

Caracteristicile tehnice sînt : lungimea totală 93,20 m, lățimea 15,20 m ; viteza circa 15 noduri ; puterea mașinilor 3 880 CP.

Supertraulerul servește pentru prinderea, prelucrarea și congelarea peștelui. El este folosit în flotile mixte, compuse și din cargouri cu instalații frigorifice și nave de alimentare.

Navele expuse au fost apreciate în mod deosebit de către specialiști, contribuind la cunoașterea realizărilor importante obținute de industria R.D.G. în acest domeniu.

Ing. *M. Dumitriu*

Însemnată prezentare de mașini-unelte moderne la Tîrgul de primăvară de la Leipzig — 1970

Exponatele prezentate în acest an la Leipzig de ramura industrială a mașinilor-unelte din R.D.G. au fost, fără excepție, grupe de mașini automatizate sau mașini individuale cu funcționare automată. Mașinile-unelte cu comandă numerică și centrele de prelucrare au demonstrat încă de la Tîrgul din anul trecut înaltul nivel tehnic al realizărilor din Republica Democrată Germană. La Tîrgul de primăvară din 1970, proporția mașinilor cu comandă numerică a sporit în programul exponatelor R.D.G.

Mașinile-unelte cu comandă numerică pentru prelucrarea de piese simetrice, prismatice și în formă de casete au fost completate prin numeroase construcții noi și perfecționate. Astfel, Combinatul de mașini-unelte ,,Fritz Heckert'' din Karl-Marx-Stadt a prezentat mai multe construcții noi de mașini de frezat cu masă în cruce, cu comandă numerică și noi centre de prelucrare NC pentru diferite probleme de fabricație. De asemenea, s-au expus, pentru prima oară, noi mașini cu comandă numerică pentru lucrări de găurire și strunjire.

Pe lîngă perfecționările calitative și productive aduse strungurilor și mașinilor de prelucrat roți dințate după modul, la Combinatul de mașini-unelte Werkzeugmaschinenkombinat ,,7 Oktober'', s-au introdus elemente constructive cu totul noi în executarea mașinilor cu comandă numerică. Astfel, strungul pentru prelucrat piese în mandrină de tipul DF 315 (fig. 1) a fost echipat cu un dispozitiv de înlocuire automată a pieselor, iar strungurile cu șurub conducător, de tipul DFS 300 AC cu o comandă de avansuri adaptată. Cu ajutorul mașinii de debavurat dinți la pinioane conice tip ZRKK 500 × 10, s-a redus, prin îmbunătățiri constructive, timpul de bază al mașinii cu 80 % față de metodele folosite pînă acum. Rezultatul economic al comenzilor numerice s-a îmbunătățit și mai mult prin scăderea timpilor de pregătire și de încheiere, prin ajustarea prealabilă a sculelor, sau prin înlocuirea automată a acestora, precum și prin confecționarea automatizată sau automată a purtătorilor de informații.

O însemnătate din ce în ce mai mare pentru folosirea economică a mașinilor cu comandă numerică o dobîndește automatizarea pregătirii procesului tehnologic. Programul expoziției R.D.G. a demonstrat beneficiarilor de mașini cu comandă program pe diferite sisteme parțiale, și chiar pe înseși mașinile respective, pregătirea automată a fabricației și posibilitățile decisive, rezultate de aici, de reducere a cheltuielilor, de îmbunătățire a calității și de economie a muncii specializate.

În mod deosebit au fost apreciate mașinile de rectificat plan (fig.2 și 3) prezentate de întreprinderile constructoare de mașini din R.D.G. Exponatele oferite în acest domeniu, datorită performanțelor constructive și funcționale, gradului variabil de automatizare, au dat posibilitatea beneficiarilor, să-și aleagă variantele optime de mașini, în funcție de lucrările ce le au de executat.

Ca rezultat al unei activități de cercetare și concepție a întreprinderilor din R.D.G., coroborate cu lucrările Institu-

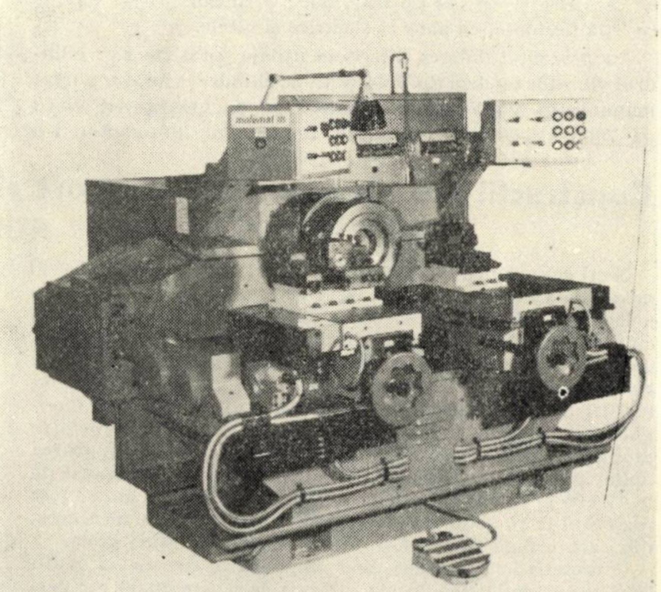


Fig. 1

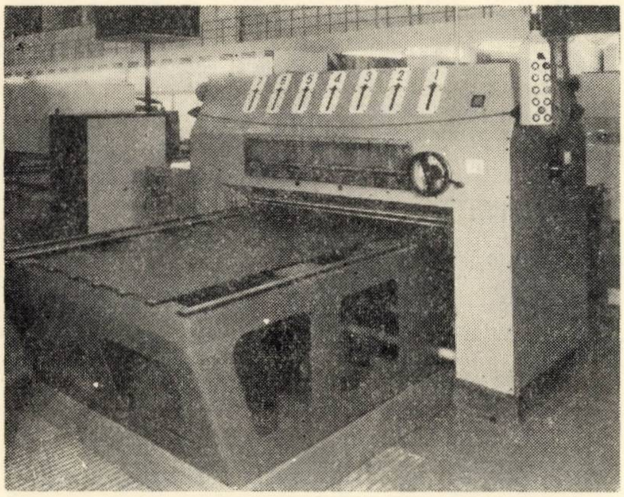


Fig. 2

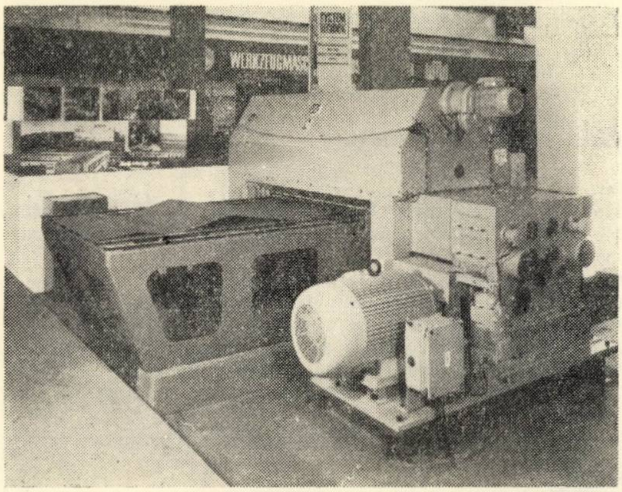


Fig. 3

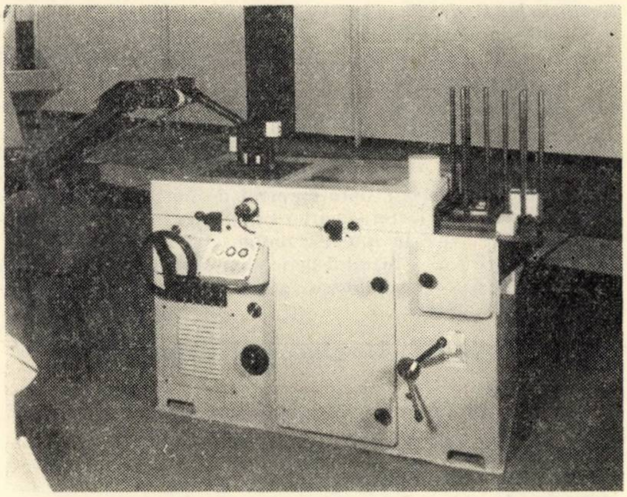


Fig. 4

tului de maşini-unelte, s-au deschis căi noi pentru aplicarea unor procedee de prelucrare progresivă în tehnica transformării plastice a metalelor, cu care se poate obţine o sporire însemnată a productivităţii. O noutate în acest domeniu, prezentată de Intreprinderea de stat Werkzeugmaschinenkombinat Erfurt, a fost sistemul de fabricaţie, care serveşte la producerea simultană a fusurilor sferice şi locaşurilor lor cu ajutorul a două maşini de laminat transversal, cu funcţionare automată. Acelaşi combinat a expus şi o linie scurtă compusă din trei prese hidraulice, cu transportor de alimentare cu bandă, pentru fabricarea de piese pentru radiatoarele autocamioanelor.

Inteprinderea de stat Kombinatsbetrieb Aue, din gama variată de maşini şi instalaţii pentru industria ambalajelor pe care le produce, a prezentat o combinaţie între o presă cu manivelă şi o maşină dublă de rulat, cu maşină de gumat cu poanson, şi un sistem parţial al unei linii de fabricaţie a preselor pentru cutii de conserve (figura 4). Această maşină automată prelucrează table pînă la 0,4 mm grosime, efectuează 140 curse pe minut, dînd o productivitate deosebit de ridicată, de 280 piese pe minut, ceea ce reprezintă o creştere de 375%, obţinută ca urmare a perfecţionărilor aduse.

Exponatele prezentate de întreprinderile constructoare de maşini ale Republicii Democrate Germane au cuprins, într-o reprezentare variată, soluţii interesante de rezolvare a celor mai diverse probleme de prelucrare într-un sistem unificat de utilizare complexă a tehnologiei dispozitivelor de prindere şi a sculelor. Aceasta a prilejuit afirmarea, în cele mai largi cercuri de specialitate şi economice, a realizărilor deosebit de importante, obţinute de R.D.G., în producţia de maşini-unelte, contribuind la intensificarea schimbului şi colaborării economice şi tehnico-ştiinţifice între organizaţiile şi statele participante la Tîrg.

Ing. *M. Dumitriu*

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennosti nr.2, 1970

Anders, A. A. — Industria de automobile şi dezvoltarea ramurilor de producţie înrudite.

Grigoriev, M. A., Pimenov, A. M. şi *Bunakov. B. M.*— Determinarea pe motorul de automobil a predispoziţiei uleiului de a se sedimenta la temperaturi joase.

Kireev, N. şi *Mihailov, B.N.* — Componenţa staţiei de încercare a motoarelor.

Bocearov, N. F. şi *Makarov, S. G.* — Particularităţile funcţionării transmisiei de blocare a automobilului cu roţi şi formula 4×4.

Pivarunas, A. B. şi *Budanov, G. F.* — Procesul de formare a amestecului în carburator, în condiţiile laminării.

Kupfov, S. I. şi *Malinin, E. A.* — Cercetarea ventilării microbuzului RAF-977 D cu ajutorul acetonei.

Krestovnikov, G. A., Pevuncikov, V. I. şi *Şuklin, S. A.* —Maşină dinamometrică autopropulsată cu forţa de tracţiune pînă la 10 t.

Korabelnikov, A. A. şi *Ramin, E. L.* — Tahometru electronic „Etap-2”.

Balabin, I. V. — Cercetarea şi calculul stării de tensiune a jantelor de roţi ale camioanelor.

Akopian, R. A. — Cercetarea stabilităţii mişcării roţilor conducătoare ale autobuzelor cu suspensie pneumatică.

Burdasov, E. I., ş.a. Încercarea accelerată în poligon a unor subansambluri de camion.

Kupfov, V. M. — Deformarea tangenţială şi alunecarea pneurilor.

Aksenov, P. V., Nikandrov, V. S. şi *Sergheev, V. N.*—Determinarea experimentală a unor parametri ai automobilului pe standul de basculare.

Iaşunskaia, F. I., Kriţkov, V. F. şi *Raghinov, S. N.* — Problema eficienţei economice a pneurilor tip R.
Afanasiev, V. Ia. şi *Vaskovskii, A. M.* — Măsurarea patinării prin impulsuri.
Itin, E. B. şi *Rîkov, Ia. P.* — Experienţa introducerii reparaţiilor preventive planificate ale dispozitivelor.
Şceglov, A. V., Kozlov, A. I. şi *Buiniokov, V. P.* — Transferul de căldură la încălzirea metalului pentru forjare şi matriţare în cuptoare cu strat de fierbere.
Dammer, A. E. — Determinarea sarcinii la matriţarea pieselor simetrice în matriţe deschise şi închise.
Şneider, Iu. G. ş.a. — Studiul dependenţei rezistenţei la uzură a cămăşilor de cilindru faţă de microrelieful suprafeţei de lucru.

The Chartered Mechanical Engineer

ianuarie 1970
Cary, M. — Problemele ridicate de specializare.
Martin, A. E. — Încovoiere, ambutisare şi tăiere.
februarie 1970
Langley, M, — Produse din fibre de carton.
Maunder, L. — Locul ocupat de publicaţii.
martie 1970
Newcomb, T.P. — Frînele în transport şi în industrie.
Armytage, W.H.G. — Prevederea tehnologică.

Ingénieurs de l'automobile (Journal de la SIA)

nr. 1 — 1970
Merloz, J. — Aplicarea tratamentului termic prin inducţie în industria de automobile.
Mouflard, M. — Carbonitrurare şi cementare.
Bazille, P. — Tratamente termice sub vid.
Fauquembergue, J. — Evoluţia şi perspectivele turnătoriei în industria de automobile.
Delain, M., Soumagne, P. — Dialog între constructorul motorului diesel şi cel al arborelui cotit.
nr. 2 — 1970
Julien, A. — Tendinţele construcţiei de automobile.
Hutter, R. — Calea ferată : probleme actuale, perspective de viitor.
Couzinet, A. — Formarea profilelor cu secţiuni complexe.
Pfrimmer, F. — Piese fretate.
nr. 3 — 1970
Brille, M., Bagnelin, Y. Motor diesel compensat după procedeul B.
Dussaix, O : Ciclomotorul : un centenar
Clifton ,W.L., Gratzmuller, C. A. : Injecţia diesel în domeniile industrial, marin şi feroviar.

Ingegneria

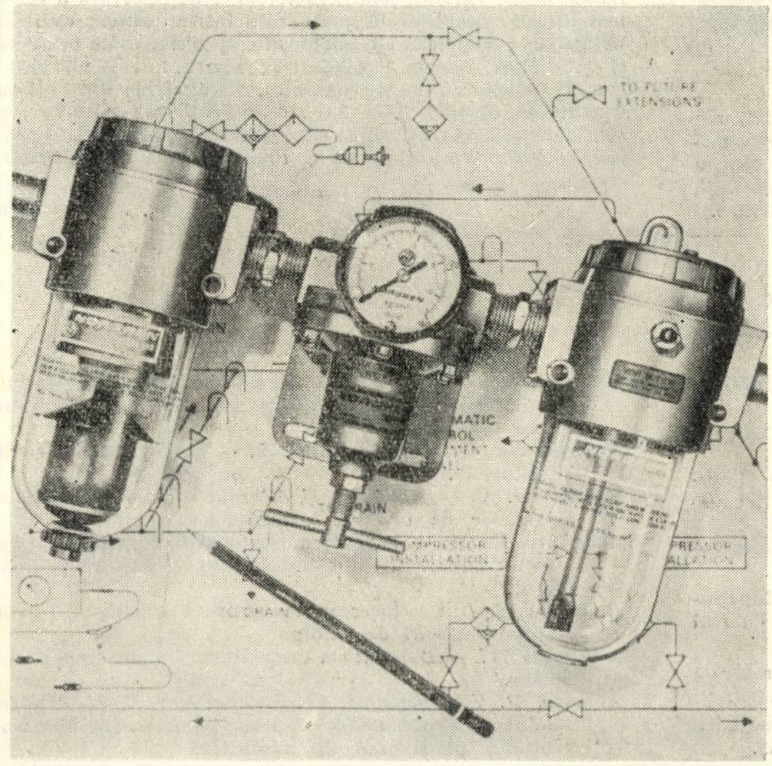
nr. 2 — 1970
Ivo Angelini : Transporturile care interesează marile aglomeraţii urmare cu o privire specială asupra transporturilor publice urbane şi extraurbane.
Briner, M., Borgeaud, P. : Analiza deformaţiilor şi solicitărilor carterului motoarelor diesel şi în particular pentru motoarele semi-rapide de tracţiune.

The journal of Automative Engineering

martie 1970
Richards, D. — Industria britanică de motoare (automobile) la 70 de ani.
Palmer, R.M. — Perspectivele aburului.
Butler, F. B. — Fonta maleabilă în construcţia automobilului.

Gas and Oil Power

ian-feb 1970
Motoare diesel pentru staţia de pompare din Southampton.
Motoare Werkspoor pentru energie electrică şi desalinizare în Antile.
Controlul mişcării transversale a pistonului.
Cheltuieli de exploatare ale motoarelor diesel în 1969.
Pompe de injecţie fabricate în Austria.
Motoare diesel montate în insula Canvey.
Motoare diesel rapide în V pentru puteri mai mari.
Turbosupraalimentare la funcţionarea cu combustibili grei.



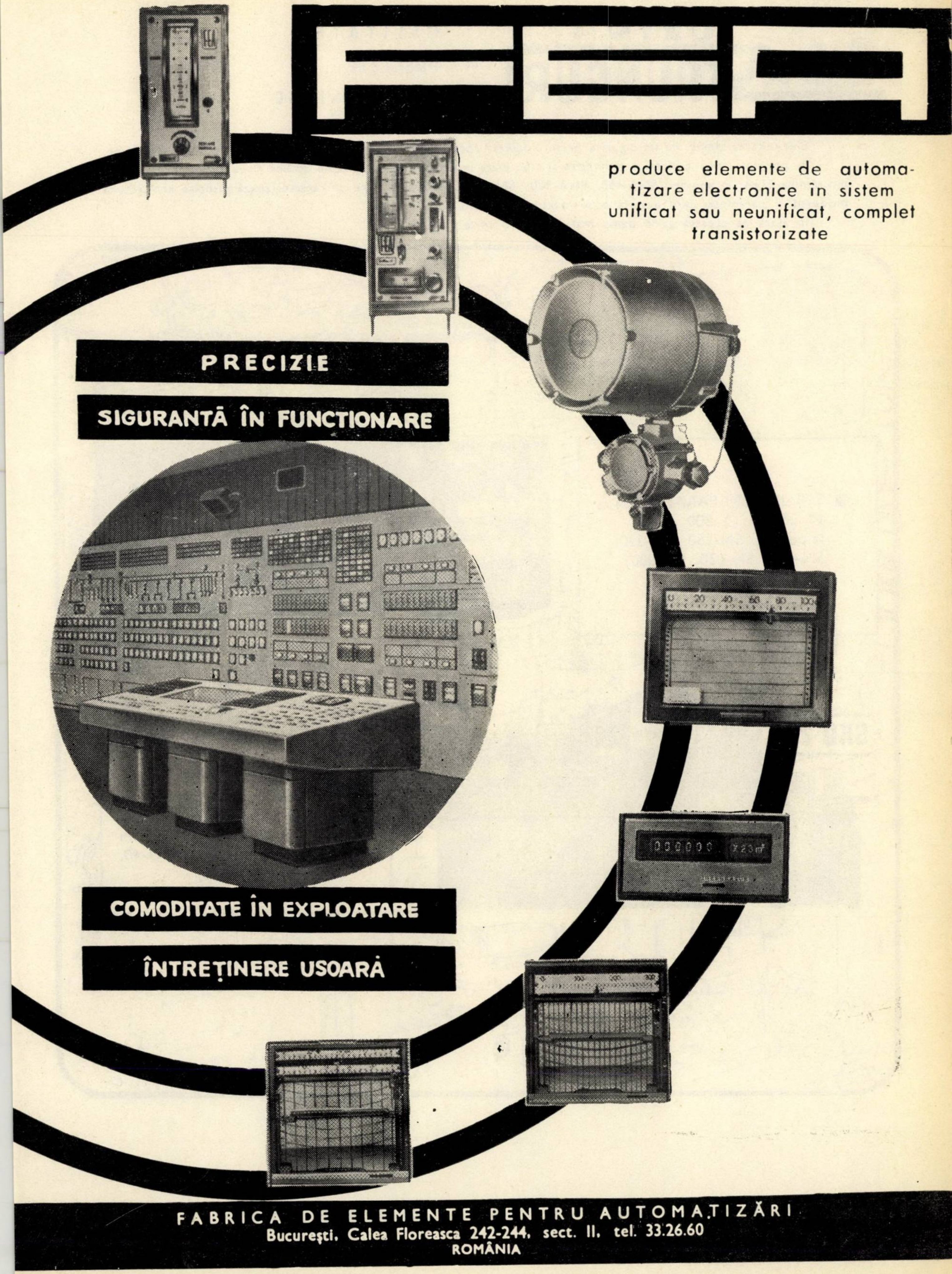
NORGREN

ECHIPAMENT
PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune şi lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) şi 2'' (circa 50 mm).

C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.

PUBLICOM



FEA

produce elemente de automatizare electronice în sistem unificat sau neunificat, complet transistorizate

PRECIZIE

SIGURANTĂ ÎN FUNCTIONARE

COMODITATE ÎN EXPLOATARE

ÎNTREȚINERE USOARĂ

FABRICA DE ELEMENTE PENTRU AUTOMATIZĂRI
Bucureşti, Calea Floreasca 242-244, sect. II, tel. 33.26.60
ROMÂNIA

M.I.C.M.

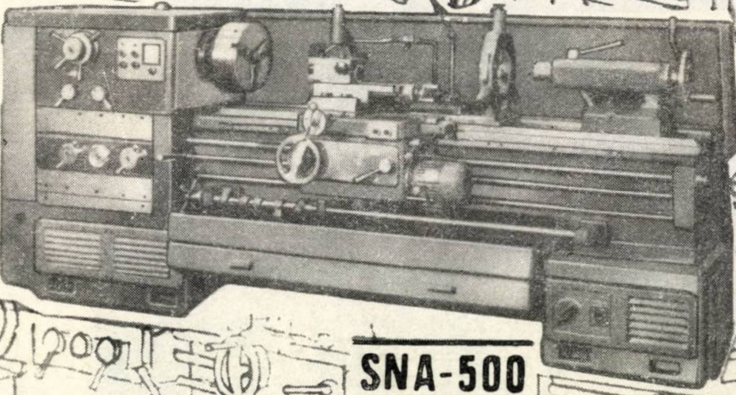
UZINA DE STRUNGURI ARAD

= CALITATE
PRECIZIE
PRODUCTIVITATE

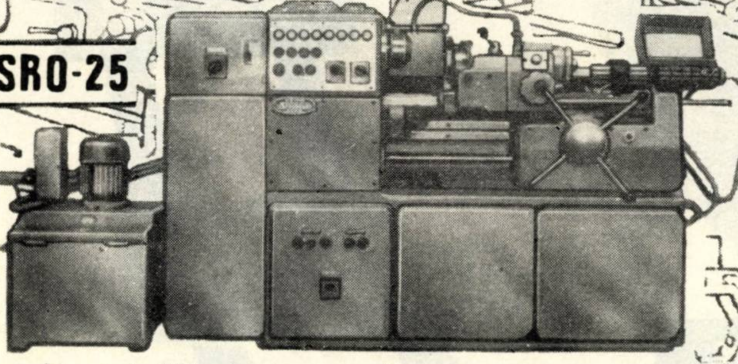
Dezvoltarea Uzinei de strunguri a permis diversificarea gamei de strunguri universale și strunguri revolver. In prezent uzina a inceput să livreze atît pe piața internă cît și pe piețele străine noua gamă de strunguri din familia SNA, și anume SNA-450, SNA-500, SNA-560, strunguri care se caracterizează printr-o arhitectură modernă și parametri care asigură o productivitate mărită.

In afară de această gamă uzina mai fabrică în serie:

- STRUNGURI PARALELE de la ∅ 250 la ∅ 800 mm (tipurile SN-250, SN-320, SN-400, SN-630, SN-800)



SNA-500



SRO-25

- STRUNGURI REVOLVER cu ax orizontal și vertical, cu diametru de prelucrat din bară de ∅ 25 și ∅ 40 mm (tipurile, SRO-25, SRO-40, SRV-25 și SRV-40)

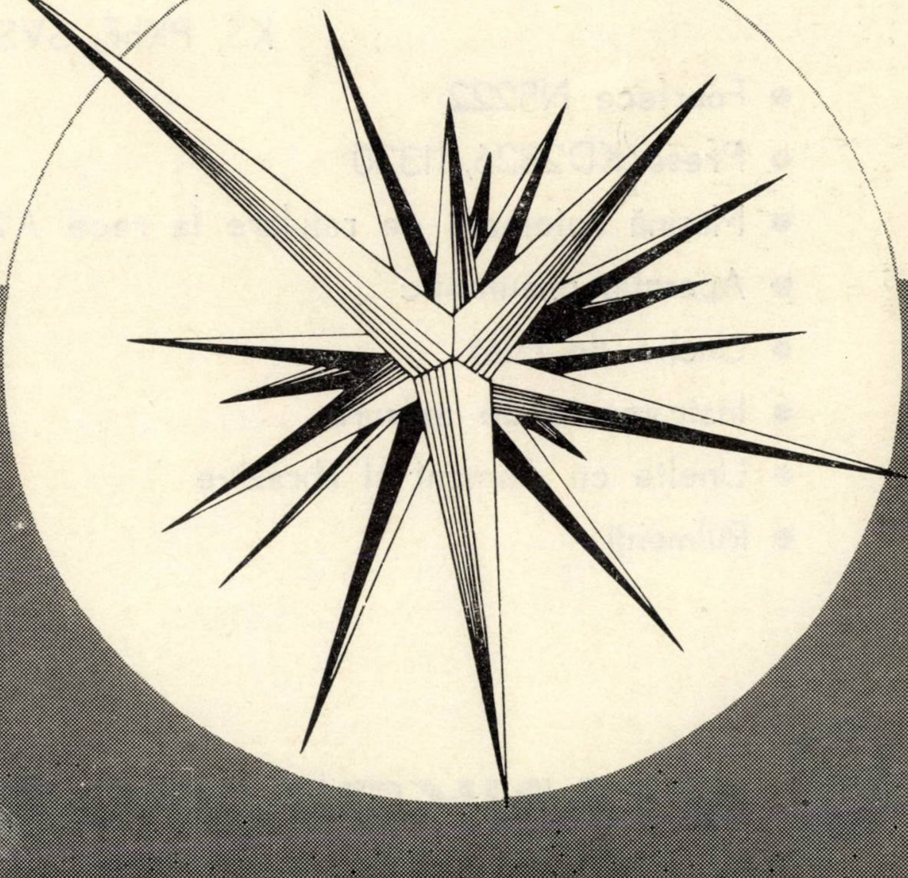
ROMANIA * ARAD * Str. ARTILERIEI Nr. 1

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

I C M

STR. TH. AMAN. 4 – BUCUREȘTI

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR



40 STANKOIMPORT
1930 - 1970
ani de activitate în comerţul exterior

Cele mai recente tipuri de maşini de pontat de precizie, de fabricaţie sovietică, vor fi prezentate de Stankoimport la EXPOZIŢIA INTERNAŢIONALĂ din Bucureşti, în pavilionul U.R.S.S.

În acel pavilion veţi putea vedea, de asemenea în funcţiune, modelele-tip care s-au făcut deja cunoscute pe piaţa mondială:

- Strunguri semiautomate 1B125, 1425
- Maşini de pontat 2411, 2A430, 2V440A, 2A450
- Maşini de rectificat 3E12, 3V642
- Maşini de tăiat angrenaje 5V833, 5K32P, 584
- Maşini de frezat 6N10
- Maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului ChLK-8, TPD-15, KS, PKhF, SVSA-2, SR6-8, TPA-3
- Foarfece N5222
- Prese KD2326, I1330
- Maşină automată de refulare la rece A1221
- Aparataj pneumatic
- Unelte de tăiat
- Instrumente de măsură
- Unelte cu diamant şi abrazive
- Rulmenţi

STANKOIMPORT

PUBLICOM

Productivitate de
2—5 ori mai mare

1930 40 1970

ani de activitate în comerţul exterior

STANKOIMPORT

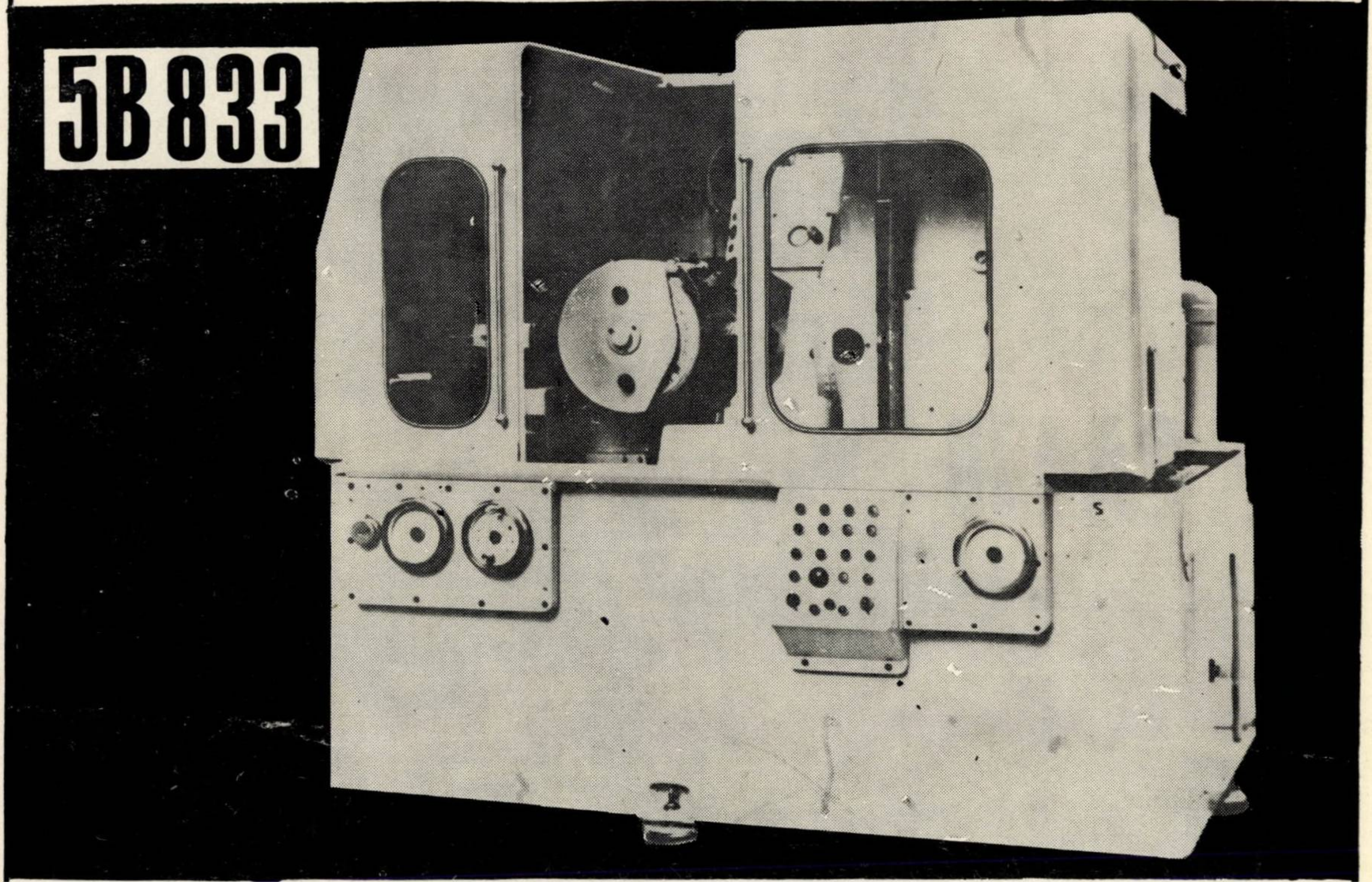
O puteţi obţine cu Maşina noastră semi-automată de precizie pentru rectificarea angrenajelor Model 5V833

Avantajele pe care le prezintă sînt:

- precizie de rectificare mai mare;
- posibilitatea de a rectifica angrenaje cu modul redus fără tăiere prealabilă;
- stabilitate înaltă a cotelor geometrice ale angrenajelor rectificate;
- rectificatorul se aşază şi se ajustează uşor;
- posibilitatea de a rectifica angrenaje cu modul mare;
- compensarea uzurii rectificatorului.

Diametru de rectificare : pînă la 320 mm.
Modul : pînă la 4,0 mm.

V/O „Stankoimport'' oferă, de asemenea, maşini de rectificat angrenaje *cilindrice* cu diametrul pînă la 500 mm şi avînd modulul pînă la 10 mm, precum şi maşini de rectificat angrenaje *conice* cu diametrul pînă la 800 mm şi avînd modulul pînă la 15 mm.



Informaţii detaliate, la cerere

V/O „STANKOIMPORT''
Moscova G-200, U.R.S.S.
Telex: 227,228
Telefon: 244—21—32

STANKOIMPORT

1930 40 1970

ani de activitate în comerţul exterior

STANKOIMPORT

În fruntea progresului

Maşina de pontat 2 A 470

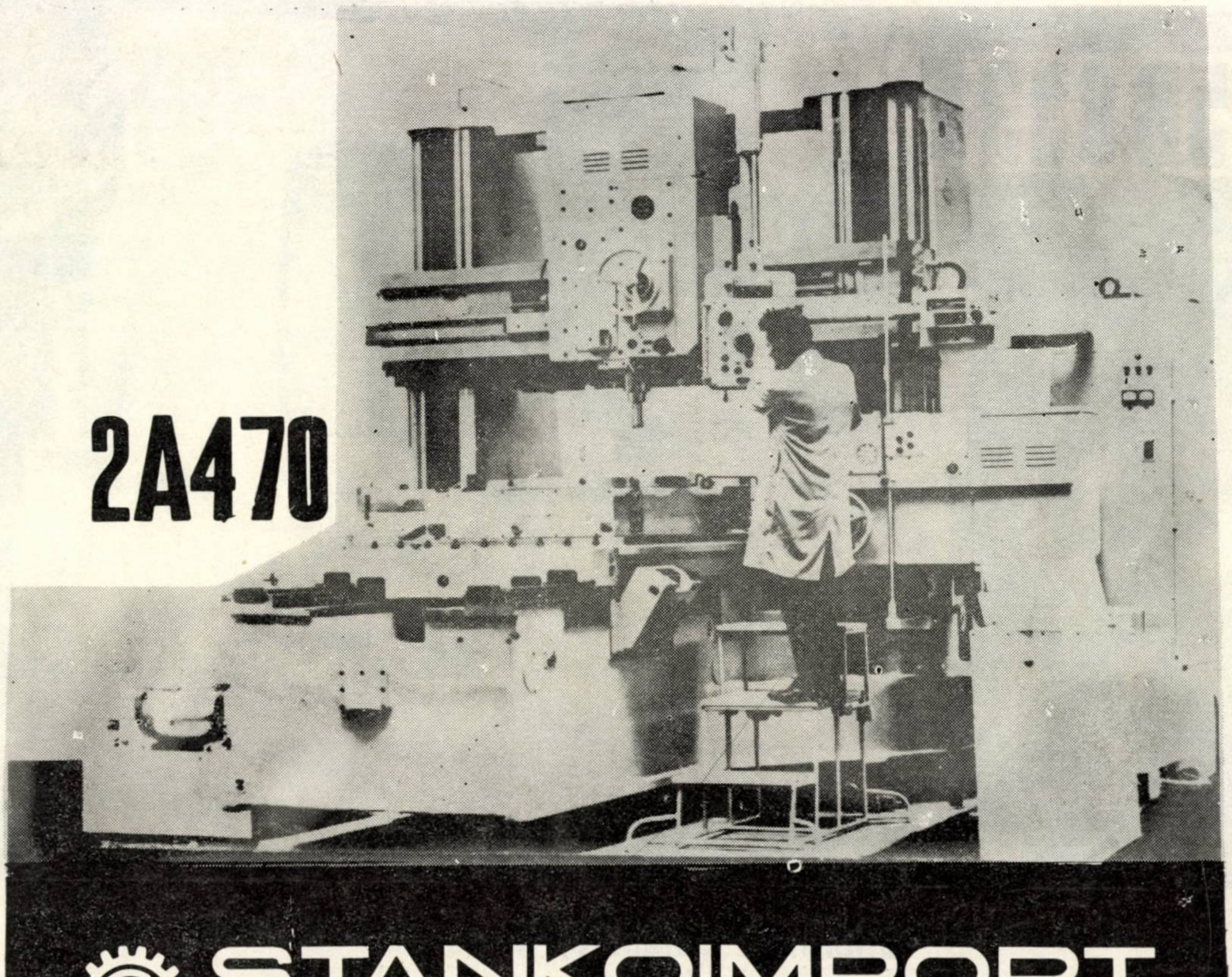
avînd o capacitate în dreptunghi de 1400×2200 mm,
cu portic, cu două capete, cu control optic propusă de
STANKOIMPORT

Avantajele pe care le oferă sînt:

- reglaj progresiv al avansului capetelor şi al mesei
- sisteme optice sigure de citire a coordonatelor
- comandă uşoară de la pupitrul de comandă suspendat
- temperatură stabilă a mecanismelor capetelor
- numeroase accesorii, dispozitive şi scule.

V/O „STANKOIMPORT" poate livra, de asemenea, maşini de pontat cu portic de dimensiuni mai mici.

Parametri	Modelele		
	2455	2V460	2A470
Suprafaţa utilă a mesei, mm	650×900	1 000 × 1 600	1 400 × 2 200
Precizia distanţei dintre axe, mm	0,004	0,006	0,010
Număr de capete	1	2	2



STANKOIMPORT

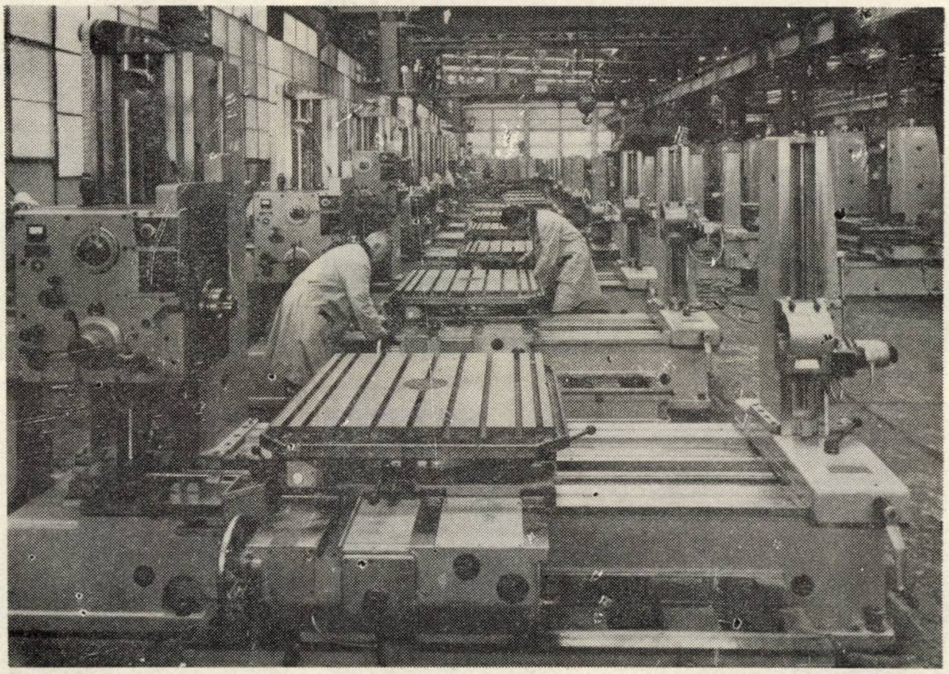
Informaţii detaliate, la cerere.

V/O „STANKOIMPORT" Moscova G-200 U.R.S.S. Telex.: 227,228 Telefon: 244—21—32

TST

Strojimport

narex



SOMET

TOS

MAS

Maşini—unelte moderne cu automatizare înaltă, cu comandă numerică şi cu folosire multilaterală în producţia de serii mari şi mici precum şi în producţia individualizată.

ZPS

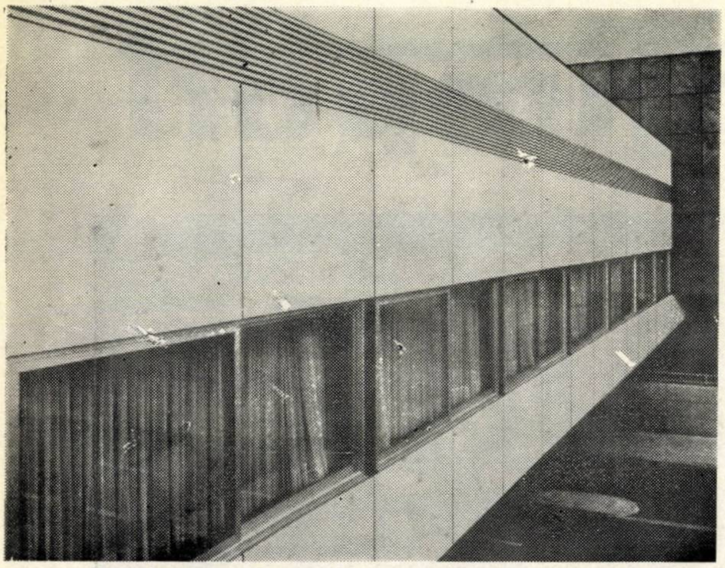
Strojimport Strojimport

STROJIMPORT—Praga—
Republica Socialistă Cehoslovacă

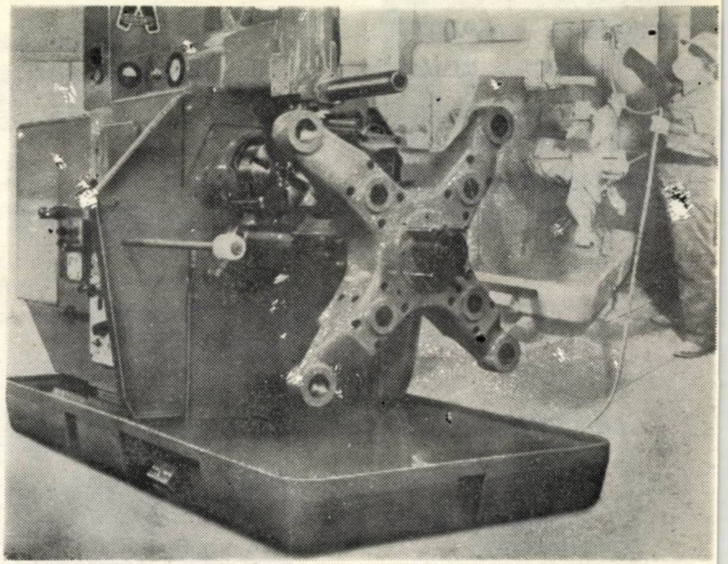
Informaţii obţineţi la:
Agenţia economică de pe lîngă Ambasada Republicii Socialiste Cehoslovace la Bucureşti, str. Oţetari nr. 3

PUBLICOM

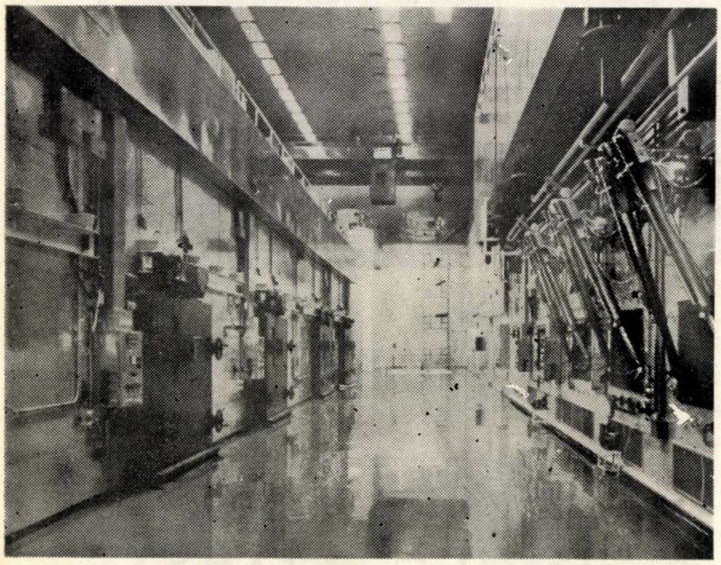
Bayer



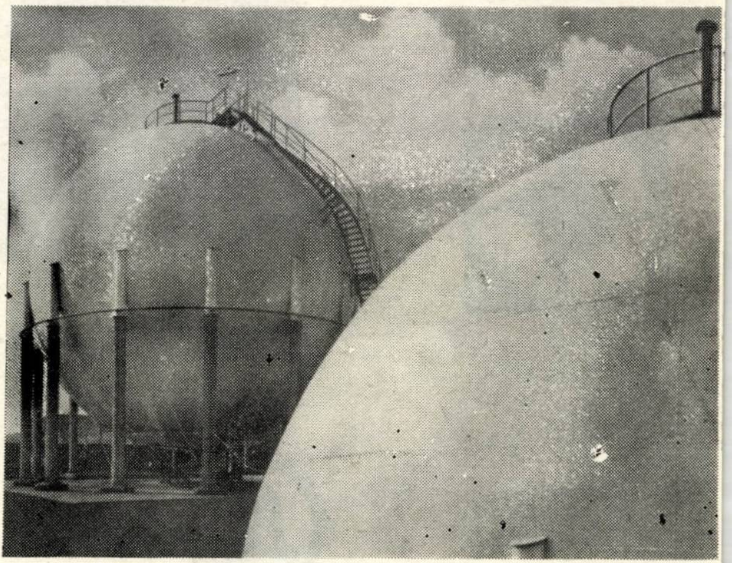
Protejează faţada împotriva atmosferei industriale.



Şi strungurile automate se acoperă cu ,,DD-Lack".



Razele radioactive nu modifică produsul ,,DD-Lack".



Conteinere de gaz protejate împotriva apei de condensare.

„DD-Lack“ permite o protecţie perfectă împotriva coroziunii

Pretutindeni în lume, **instalaţiile şi maşinile** valoroase trebuie **protejate împotriva** coroziunii. La Johannesburg la fel ca şi la Anchorage: poduri sau strunguri, clădiri sau instalaţii de încărcare. Cerinţele privind protecţia împotriva coroziunii sînt adeseori atît de diferenţiate încît lacurile uzuale nu fac faţă întotdeauna însă cu o excepţie: DD-Lack — adică sistemul de lac creat pe baza materiilor prime — Bayer: ®Desmodur şi ®Desmophen.

Patru exemple care sînt reprezentative pentru multe altele

S-a cerut ca protejarea împotriva coroziunii a suprafeţei unei săli de expoziţie să aibă o durată de viaţă foarte lungă cu toate că este plasată într-o atmosferă industrială de mare agresivitate. Cu totul alte funcţii trebuie să îndeplinească lăcuirea strungului automat: protecţie împotriva loviturilor, a substanţelor de răcire şi găurire, substanţelor de curăţare etc.

Cercetările făcute cu ajutorul instalaţiei de cercetare nucleară au arătat că proprietăţile ,,lacului DD'' nu se modifică nici după o expunere la radiaţii de 10^4 pînă la 10^5 rad/h.

Gaze industriale agresive şi particule de murdărie nu pot dăuna gazometrului sferic care a fost acoperit cu ,,DD-Lack''.

,,DD-Lack" îndeplineşte, la comandă, toate cerinţele

Lacul DD pătrunde mai tare în acele domenii de aplicare în care se ridică pretenţii neobişnuit de multe faţă de protecţia împotriva coroziunii. Aceasta se explică prin nivelul ridicat al proprietăţilor sale chimice şi fizice. Se mai explică, de asemenea, prin aceea că proprietăţile acestui lac pot fi dirijate în funcţie de domeniul de aplicare. Cu formularul alăturat puteţi solicita informaţii detaliate.

Informaţia 939 M

Bayer, vînzare de produse chimice
D—5159—Türnich, căsuţa poştală 12
Republica Federală a Germaniei

☐ Vă rugăm să ne mai transmiteţi şi alte informaţii detaliate asupra sistemului de lac ,,DD-Lack''.

☐ Am dori să supunem la probe suprafeţe acoperite cu DD-Lack şi vă rugăm să ne trimiteţi mostre.

☐ Avem următoarea problemă pe care am dori să o rezolvăm cu ajutorul produsului ,,DD-Lack''.

Actualul nostru furnizor, firma :

ne va acorda ajutorul său tehnic

dd-lack
system

Poliuretan-lac

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0.25 şi 1 035 t/h şi presiuni între 8 şi 195 kgf/cm^2, pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2.6

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unităţi de pompare de 1.5 3; 7; 9; 12; 15 şi 19.3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm^2.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preincălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
Bucureşti tel. 31.51.02

AVETI PROBLEME DE ROBINETARIE ?

- pentru instalații tehnico-sanitare (apă, abur, gaze, încălzire)
- pentru sistemele de răcire ale mașinilor-unelte
- pentru autovehicule și tractoare
- pentru locomotive diesel și electrice
- pentru transformatoare.

Robinetele trebuie să fie rezistente, din materiale superioare ?

Seria prea mare nu vă permite să le fabricați dv. și doriți să vă adresați unei uzine de specialitate ?

Toate aceste probleme le rezolvă

UZINA „ARMATURA" CLUJ **str. Gării nr. 19**

telef. 12685, telex 031 — 273

care produce robinete de 6—10 kgf/cm^2, racordate prin mufe Dn 3/8''—2'', din fontă cenușie, fontă maleabilă și alamă.

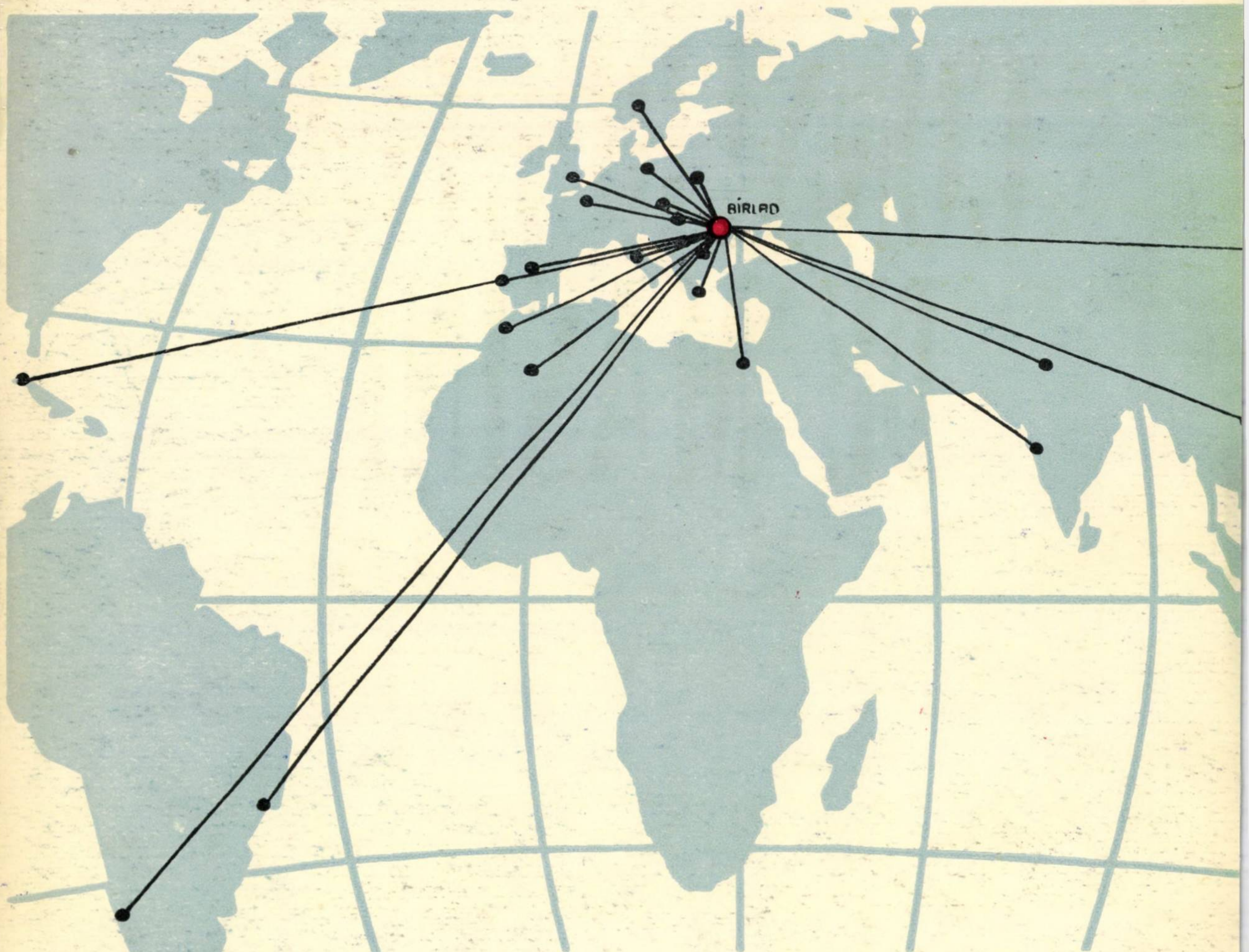
3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 8 • AUGUST 1970

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce : SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri;
- rulmenți de construcție specială ca:
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

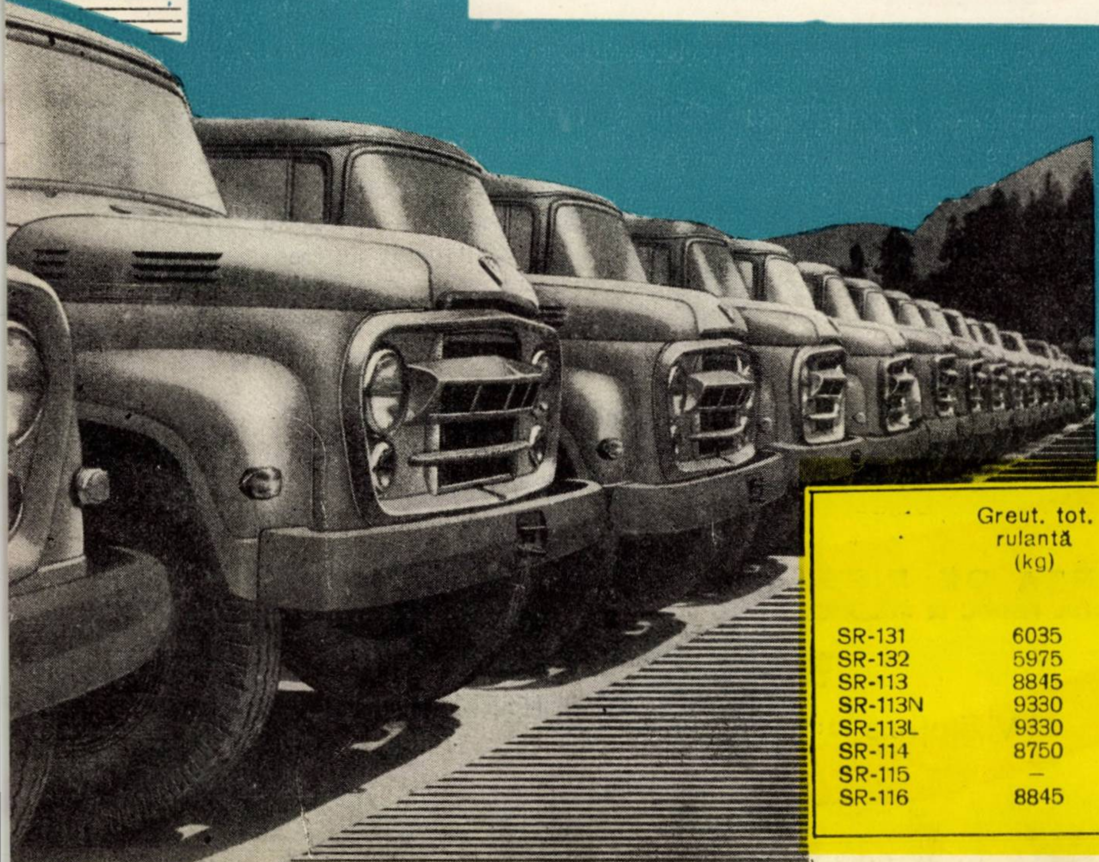
E 3279

R

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	—	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	—	80

I.P.R.S. BĂNEASA

IPRS

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO
ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● SECTOR 2
TELEFON 33.38.30 ● TELEX 011203

produce:

PIESE RADIO

Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
Rezistoare bobinate
Termistoare
Condensatoare de poliester
Condensatoare de polistiren
Condensatoare electrolitice normale
Condensatoare electrolitice miniatură
Condensatoare ceramice
Condensatoare de hîrtie — uz general
Condensatoare de hîrtie metalizate
Condensatoare telefonice
Condensatoare auto
Condensatoare pentru tuburi fluorescente
Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

Transistoare cu germaniu, de joasă frecvenţă
  — de mică putere
  — de medie putere
  — de putere
Transistoare cu germaniu, de înaltă frecvenţă
  — de mică putere
  — drift de mică putere

Diode cu germaniu cu contact punctiform
Redresoare cu germaniu de medie putere
Fotodiode cu germaniu
Diode redresoare cu siliciu
  — de mică putere
  — de putere
Diode stabilizatoare de mică putere cu siliciu

I. P. R. S — Băneasa editează, în cursul anului 1970, un catalog de dispozitive semiconductoare şi un catalog de piese radio. Doritorii vor adresa cererile lor, pentru înscrierea în tiraj, la:

INTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEAS
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTOR 2

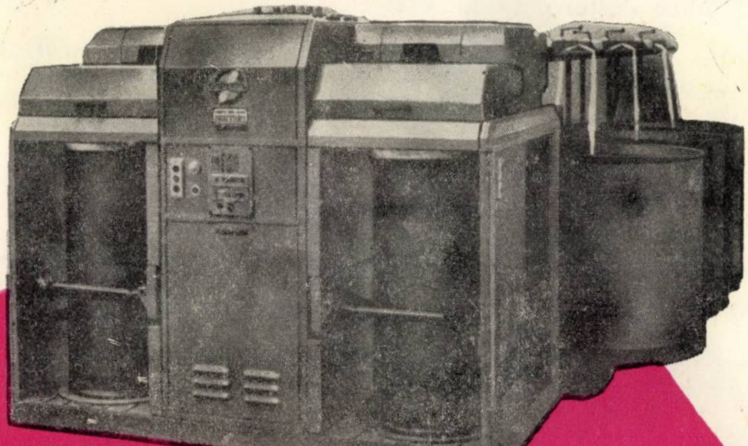
Vizitaţi-ne la: TÎRGUL INTERNAŢIONAL BUCUREŞTI

uzina

UNIREA

cluj

Piaţa 1 Mai nr 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238



LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei
INGOLSTADT—R.F.G.

In afară de acest produs, uzina mai fabrică în serie, atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

URBIS

UZINA DE RADIATOARE ECHIPAMENT METALIC, OBIECTE SI ARMATURI SANITARE

București — Bdul Preciziei, 12 telefon: 31.16.40 — România

Produce:

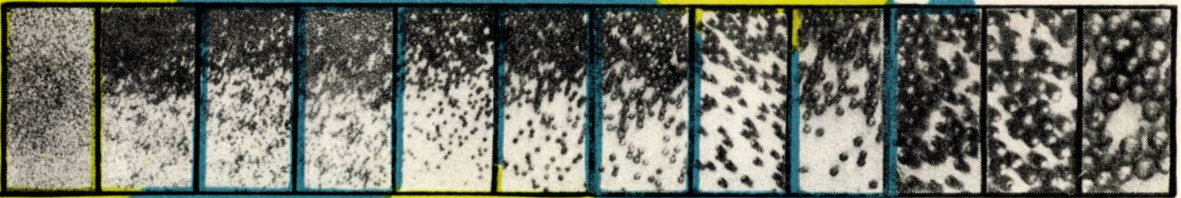
Alice sferice din fontă hematită	AFH-S
Alice sferice din fontă decarburată special	AFX-S
Alice sferice din oțel	AO-S
Alice colțuroase din fontă hematită	AFH-C
Alice colțuroase din fontă decarburată special	AFX-C
Alice colțuroase din oțel	AO-C

Alicele URBIS folosite pentru sablarea pieselor turnate, la curățarea și ecruisarea semifabricatelor și pieselor din construcția de mașini în vederea prelucrării sau acoperirii de protecție și decorative, sînt produse din materiale de calitate, elaborate în condiții spaciale.

Ele se clasifică după material, formă, tratament termic și dimensiuni.

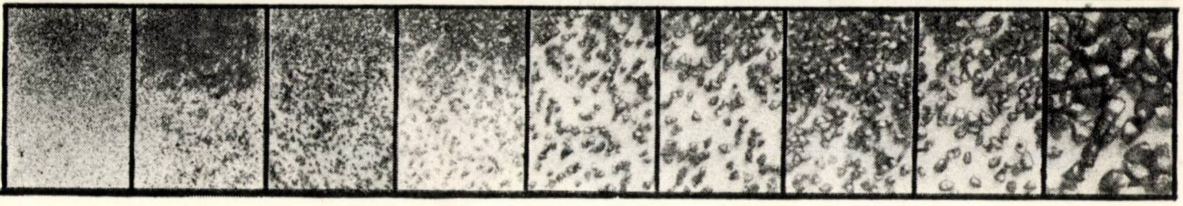
Alicele sferice se produc din oțel și fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	20	30	40	60	70	85	100	120	140	170	200	250
Dimensiunea nominală mm	0,2	0,3	0,4	0,6	0,7	0,85	1	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5
Corespondența S.A.E.	S70	S110	S170	S230	S280	S330	S390	S460	S550	S660	S780	S930



Alicele colțuroase se produc din oțel și fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	15	20	30	40	70	100	120	140	170
Dimensiunea nominală mm	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,2	1,4	1,7
Corespondența S.A.E.	G120	G80	G50	G40	G25	G18	G16	G14	G12



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, AUGUST, Nr. 8, 1970

CUPRINS

Tîrgul internațional — București 1970 455

CHIRIACESCU, S.: **Contribuții la sinteza cinematicii și dinamicii mașinilor-unelte așchietoare.** 457

COSMA, G., MINEA, S. și LESCENCO, G.: **Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc și prin zincare termică.** 463

DOBRESCU, P.: **Optimizarea întocmirii graficului coordonator de realizare a investițiilor.** 466

IVAN, N.: **Asupra prelucrării cu cuțite-disc pe strunguri revolver.** 471

LĂZĂRESCU, E.: **Contribuții la studiul proceselor oscilatorii și al cavitației într-o conductă de injecție a unui motor diesel pe o cale nouă. Modelarea analogică cu ajutorul undelor staționare produse într-o punte Lecher.** 476

OANCEA, N., EPUREANU, A., TEODORESCU, M. și ȚÎRU, E.: **Contribuții la stabilirea regimurilor și a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu.** 479

SECARĂ, GH.: **Cercetări privind factorii de dependență ai durității corpurilor abrazive.** 483

ȚEPELUȘ, P.: **Principii și criterii privind elaborarea seriilor normale de instalații de ridicat acționate electric.** 488

VLĂDEA, I., THEIL, H., NEISS, FR., ARDELEANU, Z., NEACȘU ELEONORA: **Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule.** 495

ZAPALOWICZ, W.: **Analiza și sinteza dinamică a ciocanului cu fricțiune, cu cădere.** 499

DOCUMENTARE 506

RECENZII 509

CRONICĂ 511

REVISTA REVISTELOR 517

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

SUMAR

Tîrgul internațional — București 1970
Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 8, p 455—456

CZ 621.91.01

Chiriacescu, S. : **Contribuții la sinteza cinematicii și dinamicii mașinilor-unelte așchietoare.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8, p. 457—462

CZ 620.193.2 : 667. 622. 114.7 : 669.286

Cosma, G., Minea, S. și *Lescenco, G.* : **Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc și prin zincare termică.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 463—4 6

CZ 330.322 : 65.015.6

Dobrescu, P. : **Optimizarea întocmirii graficului coordonator de realizare a investițiilor.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 466—470

CZ 621.941.232.025.1

Ivan, N. : **Asupra prelucrării cu cuțite disc pe strunguri-revolver.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 8, p. 471—475

CZ 621.436.038 :532.528

Lăzărescu, E. ; **Contribuții la studiul proceselor oscilatorii și al cavitației într-o conductă de injecție a unui motor diesel pe o cale nouă. Modelarea analogică cu ajutorul undelor staționare produse într-o punte Lecher.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 476—479

CZ 669.71 : 621.941

Oancea, N., Epureanu, A., Teodorescu, M. și *Țiru, E.* : **Contribuții la stabilirea regimurilor și a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 479—483

CZ 621.614.001.24

Secară, Gh. : **Cercetări privind factorii de dependență ai durității corpurilor abrazive.**

Construcția de mașini 22 (1970)‘ nr. 8‘ p. 483—487

CZ 621.861.87—83

Țepeluș, P. : **Principii și criterii privind elaborarea seriilor normale de instalații de ridicat acționate electric.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 488—495

CZ 629.113—714‘.001.5

Vlădea, I., Theil, H., Neiss, Fr., Ardeleanu, Z., Neacșu Eleonora : **Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 8 p. 495—499

CZ 629.113—444

Zapalowicz, W. : **Analiza și sinteza dinamică a ciocanului cu fricțiune, cu cădere.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 8, p. 499—506

◆

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI”, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redirector: 14.62.67; Redacția: București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația”. București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5501.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/1969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.91.01

Кириаческу, С.: **К синтезу кинематики и динамики металлорежущих станков.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 457–462

ДК 620.193.2 : 667.622.114.7 : 669.286

Косма, Г., Миня, С. и *Лесченко, Г.:* **Защита от атмосферной коррозии покрытиями с большим содержаним цинка и путем термической оцинковки.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 463–466

ДК 330.322 : 65.015.6

Добреску, П.: **Оптимизация составления графиков координат реализации капиталовложении.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 466–470

ДК 621.941.232.025.1

Иван, Н.: **К вопросу обработки дисковыми резцами на револьверных токарных станках.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 471–475

ДК 621.436.038 : 532.528

Лэзэреску, Е.: **Изучение колебательных и кавитационных процессов в впрыскивающей трубопроводе дизельного двигателя новым способом. Аналогичное моделирование при помощи стационарных волн, возникающих в мостике Лешера.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 476–479

ДК 669.71 : 621.941

Оанча, Н., Епуряну,А., Теодореску, М. и *Цыру, Е:* **Установление режимов и оптимальной геометрии инструмента при отделке обточкой алюминиевых сплавов.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 479–483

ДК 621.921

Секарэ, Г.: **Исследование факторов зависимости жесткости абразивных тел.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. .8, стр. 483–487

ДК 621.86/.87–83

Цепелуш, П.: **Принципы и критерии разработки нормальных серий подъемных устройств, действующих от электрического привода.**

Constructia de Maşini 22 (1970), №. 8, стр. 488–495

ДК 629 .113–714.001.5

Влэдя, И., Тайль, Х., Найсс, Фр., Арделяну, З., Някшу, Елеонора: **Экспериментальное исследование некоторых моделей радиаторов автомашин.**

Constructia de Maşini, 22 (1970) № 8. стр. 495–499

ДК 621.974.2.001.5

Запалович, В.: **Анализ и динамический синтез фрикционного подающего молота.**

Constructia de Maşini, 22 (1970) № 8, стр. 499–506

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.91.01

Chiriacescu, S. : **Beiträge zur Synthese der Kinematik und Dynamik Spanabhebender Maschinen**

Constructia de maşini 22 (1970) H. 8, S. 457–462

DK 620.193.2 : 667.622.114.7 : 669.286

Cosma, G., Minea, S., und *Lescenco, G.* : **Bekämpfung der atmosphärischen Korrosion durch zinkreiche Grundfarben und durch Warmverzinken**

Cnstructia de maşini 22 (1970), H. 8,

DK 330.322 : 65.015.6

Dobrescu, P. : **Optimalgestaltung der graphischen Koordinatordarstellung zur Durchführung der Investvorhaben**

Constructia de maşini 22 (1970) H. 8, S. 466–470

DK 621.941.232.025.1

Ivan, N. : **Uber die Bearbeitung der Scheibenmesser auf Revolverbänken**

Constructia de maşini 22 (1970), H. 8, S. 471–475

DK 621.436.038 : 532.528

Lăzărescu, E. : **Beiträge zur Untersuchung der Schwingungsprozesse und Hohlraumbildung in Einspritzleitungen eines Dieselmotors auf einem neuen Weg. Analogmodellierung mit Hilfe stationärer, in einer Lecher-Brücke erzeugten Wellen**

Constructia de maşini 22 (1970) H. 8, S. 476–479

DK 669.71 : 621.941

Oancea, N., Epureanu, A., Teodorescu, M. und *Ţîru, E.* : **Beiträge zur Festelegung der Einsatzweise und der Optimalgeometrie von Werkzeugen für die Oberflächenbearbeitung der Aluminiumlegierungen durch Abdrehen**

Constructia de maşini 22 (1970), H. 8, S. 479–483

DK 621.921.

Secară, Gh. : **Forschungen in bezug auf die Abhängigkeitsfaktoren der Härte von Schleifkörpern**

Constructia de maşini 22 (1970) H. 8, S. 483–487

DK 621.86/.87–83

Ţepeluş, P. : **Prinzipien und Kriterien in bezug auf die Entwicklung der Normalreihen von elektrisch betriebenen Hebeanlagen**

Constructia de maşini 22 (1970) H. 8, S. 488–495

DK 629.113–714.001.5

Vlădea, I., Theil, H., Neiss, Fr., Ardeleanu, Z., Neacşu, Eleonora : **Experimentaluntersuchung einiger Kühlermodelle fürKraftwagen**

Constructia de maşini 22 (1970), H. 8, S. 495–499

DK 621.974.2.001.5

Zapalowicz, W. : **Analyse und dynamische Synthese des Reibungshammers mit Fallwirkung**

Constructia de Maşini 22 (1970) H. 8, S. 499–506

CONTENTS

DC 621.91.01

Chiriacescu, S. : **Contribution to the kinematics and dynamics synthesis of chipping machine-tools.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 457–462

DC 620.193.2 : 667.622.114.7 :669.286

Cosma, G., Minea, I. and *Lescenco, G.* ; **Control of atmospheric corrosion by zinc enriched ground colour and by thermal zinc coating.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 463–466

DC 330.322 : 65.015.6

Dobrescu, P. : **Optimizing the coordinating graph of the investments achievement.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, .p. 466–470

DC 621.941.232.025.1

Ivan, N. : **Machining with disc-cutters.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 471–475

DC 621.436.038 : 532.528

Lăzărescu, E. : **A new investigation method of the oscillatory processes and cavitation in the injection pipe of diesel motor. Analogous modelling by means of stationary waves produced by a Lecher wavemeter.**

Constructia de Maşini 22 (1970). nr. 8, p. 476–479

DC 669.71 : 621.941

Oancea, N., Epureanu, A., Teodorescu, M. and *Ţîru, E.* : **On optimum regime and geometry of tools in finish turning of aluminium alloys.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 479–483

DC 621.921

Secară, Gh.: **Research on the dependency factors of hardness of abrasive bodies.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 483–487

DC 621.86/.87–83

Ţepeluş, P. : **Principles and criteria for the elaboration of normal series of electrically actuated hoisting installations.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 488–495

DC 629.113–714.001.5

Vlădea, I., Theil, H., Neiss, Fr., Ardeleanu, Z., Neacşu Eleonora: **Experimental study of models of motor vehicle radiators.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 495–499

DC 621.974.2.001.5

Zapalowicz, W. : **Dynamic analysis and synthesis of friction hammers.**

Constructia de Maşini 22 (1970), nr. 8, p. 499–506

SOMMAIRE

CD 621.91.01

Chiriacescu, S. : **Contributions à la synthèse de la cinématique et de la dynamique des coupeuses.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 457–462

CD 620.193.2 : 667.622.114.7 : 669.286

Cosma, G., Minea, S. et *Lescenco, G.* : **La peinture de fond riche en zinc et le zincage thermique comme moyens d'éviter la corrosion d'origine atmosphérique.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 463–466

CD 330.322 : 65.015.6

Dobrescu, P. : **L'optimisation du graphique coordonateur qui établit le programme de la réalisation des investissements.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 466–470

CD 621.941.232.025.1

Ivan, N. : **L'usinage sur les tours-revolvers, à l'aide des outils-disques.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 471–475

CD 621.436.038 : 532.528

Lăzărescu. E. : **Contributions à l'étude des processus oscillatoires et de la cavitation dans une conduite d'injection d'un moteur diesel. Le modelage analogique à l'aide des ondes stationnaires produites dans un pont Lecher.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 476–479

CD 669.71 : 621.941

Oancea, N., Epureanu, A., Teodorescu, M. et *Ţîru, E.* : **Contributions à l'établissement des régimes et de la meilleure géométrie de l'outil pour le finissage par chariotage, dans le cas des alliages à base d'aluminium.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 479–483

CD 621.921

Secară Gh. : **Recherches sur les facteurs de dépendance de la dureté des corps abrasifs.**

Constructia de Maşini 22(1970), no. 8, p. 483–487

CD 621.86/.87–83

Ţepeluş, P. : **Principes et critères concernant l'établissement des séries normales des installations de levage actionnées électriquement.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 488–495

CD 629.113–714.001.5

Vlădea, I., Theil, H., Neiss, Fr., Ardeleanu, Z. et *Neacşu Eleonora:* **L'étude expérimentale de quelques modèles de radiateur pour véhicules.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 495–499

CD 621.974.2.001.5

Zapalowicz, W. : **L'analyse et la synthèse dynamique du marteau à chute libre.**

Constructia de Maşini 22 (1970), no. 8, p. 499–506

Tîrgul internațional — București 1970

Capitala patriei noastre va cunoaște, din nou, între 13 și 24 octombrie 1970, atmosfera specifică marilor confruntări economice internaționale, de data aceasta cu ocazia primului TÎRG INTERNAȚIONAL DIN BUCUREȘTI — 1970.

Acest tîrg va avea un caracter exclusiv tehnic. Structura sa a fost concepută mai ales în vederea reflectării posibilităților de export ale industriei românești.

Faptul că primul tîrg internațional al Bucureștiului își propune să demonstreze potențialul României în domeniul schimburilor de mașini și utilaje — în primul rînd exportul și cooperarea economică și tehnică internațională — nu este întîmplător, ci este rezultatul firesc al eforturilor continue și susținute depuse în cursul ultimelor două decenii pentru progresul intern și multilateral al industriei românești. Este bine cunoscut faptul că dezvoltarea, modernizarea și diversificarea industriei construcțiilor de mașini, în conformitate cu cerințele revoluției științifico-tehnice contemporane, reprezintă axa centrală a politicii de industrializare în Republica Socialistă România.

Și dacă dezvoltarea industriei constructoare de mașini continuă să rămînă una dintre direcțiile principale ale progresului industriei românești, creșterea rolului său în ansamblul exportului, în paralel cu promovarea mereu mai largă a cooperării și specializării internaționale a producției, trebuie să fie considerată ca trăsătura caracteristică a comerțului exterior și a relațiilor economice externe ale Republicii Socialiste România.

În același timp, procesul continuu de industrializare în cadrul dezvoltării complexe și multilaterale, cu ritmuri susținute pe întreaga economie națională, a transformat România într-un important importator de mașini, utilaje și instalații complete, de cel mai înalt nivel al tehnicii contemporane.

O ilustrare elocventă a posibilităților României în domeniul schimburilor de mașini și echipamente este constituită de faptul că, de pildă, în 1968 aceste mărfuri au reprezentat 35% din întreaga valoare a comerțului exterior românesc.

Se poate afirma cu toată justețea — și Tîrgul internațional București—1970 este o dovadă elocventă în acest sens — că România a cîștigat o poziție proprie pe piața internațională de mașini și echipamente, poziție care se consolidează și se dezvoltă o dată cu exigențele economice și tehnice cele mai înalte.

★

În cadrul modern al parcului expozițiilor, intreprinderile românești expun pe o suprafață de aproape 22 000 m² o gamă variată de produse care ilustrează dezvoltarea continuă a industriei constructoare de mașini.

Acest sector, care și-a crescut în mod constant importanța, atinge în prezent 24% din totalul producției industriale a României. Ritmul său anual de creștere a producției în timpul ultimilor douăzeci de ani (1950—1969) este de 19,4%. Numai în anul 1968 producția sa globală a crescut cu 57,9% față de aceea din anul 1965. Ritmul mediu anual de creștere a producției în construcția de mașini a fost de 16,1% în timpul primilor patru ani ai cincinalului actual.

Întreprinderile constructoare de mașini au înregistrat rezultate deosebite nu numai din punctul de vedere al volumului producției, ci de asemenea în domeniul calității și al diversificării produselor realizate. Numai în anul trecut s-au introdus în fabricație mai mult de 950 produse noi, care se caracterizează printr-un înalt grad de tehnicitate.

Numeroase mașini și utilaje fabricate în România sînt exportate, bucurîndu-se de aprecierile favorabile ale utilizatorilor din zeci de țări ale lumii.

Structura tîrgului arată că grupele de produse înscrise în configurația acestuia sînt în prezent printre mărfurile cele mai dinamice ale comerțului internațional.

Astfel, prima categorie de produse înscrise în programul tîrgului este aceea a *mașinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor* și mai ales: mașini-unelte pentru așchierea metalelor, aparate și dispozitive de defectoscopie, scule așchietoare, mașini automate de mare productivitate și pentru operații speciale, echipamente pentru industria rulmenților.

În această grupă, România va expune strungurile paralele universale SN—400 și mașinile de găurit G—16, G—25 și G—40, precum și mașinile de frezat tip FUS, mașinile orizontale de frezat-alezat AF—85 și multe alte mașini-unelte care fac de mulți ani obiectul unor tranzacții comerciale cu firme din cele cinci continente. De asemenea, la acest tîrg vor fi prezentate și cîteva noutăți, ca de pildă strungul paralel SNA—450 a cărui cinematică și construcție permit executarea operațiilor de strunjire longitudinală și transversală, cu avans manual sau mecanic, precum și operații de filetare metrică, whitworth, modul sau diametral pitch; mașina de frezat universală FU—1, îmbunătățită ca urmare a unei cooperări tehnice cu firma Hahn & Kolb din R.F. a Germaniei, a cărei cursă de frezare a fost mărită de la 700 la 900 mm, iar masa de lucru de la 1325 la' 1525 mm. Această nouă mașină de frezat elimină dispozitivul de stabilizare, iar manivelele sale de reglaj sînt prevăzute cu manșoane conice.

Mai trebuie citată mașina AF—100 pentru alezat-frezat, o altă noutate a industriei românești, a cărei comandă este ușurată datorită concentrării centralizate la un pupitru a tuturor elementelor de comandă, cu posibilitatea de a modifica avansurile în timpul funcționării; construcția mașinii permite adaptarea comenzii prin programe de poziție; precizia deplasărilor principale ale acestei mașini este obținută prin folosirea unor ghidaje de mare duritate și a unor dispozitive telescopice de protecție.

Altă grupă este constituită din *aparate și accesorii pentru sudură*. Grupul electrogen Breda de 125 kVA, rezultatul cooperării dintre Uzina de mașini electrice din București și întreprinderea italiană Breda, va reține atenția multor specialiști.

În grupa *mașinilor pentru prelucrarea lemnului* — și în special mașinile pentru fabricarea mobilelor și a produselor finite din lemn, instalații pentru fabricarea panourilor din fibre sau particule etc. — este de remarcat că numai Întreprinderea mecanică din Roman va expune unele dintre cele peste 40 tipuri de mașini care alcătuiesc programul său de fabricație.

O a patra grupă de exponate figurează sub denumirea de *echipamente mecanice speciale*, constînd din pompe și compresoare, domeniu de largă utilizare în toate ramurile economice.

În alte grupe specializate se prezintă *echipamente, instalații și materiale pentru producerea și transportul energiei electrice*, ca și *utilaje, echipamente, aparate și alte produse destinate telecomunicațiilor și industriei electronice*, așteptate cu un viu interes de către specialiști. Din aceeași categorie fac parte și *echipamentele, instalațiile și alte articole electrice pentru cercetare, măsură și control*, constînd în principal din: reactoare și laboratoare pentru cercetările nucleare, aparate de măsură electrice, electronice și pentru radiații, aparate Roentgen etc.

Ultima categorie de produse, care figurează în programul tîrgului internațional din București este constituită din *mașini și echipamente pentru industria textilă*: echipamente pentru filatură și țesătorii, ateliere de finisare perdele, covoare etc.

În afară de aceste produse, specifice primului tîrg internațional din București, industria românească mai prezintă utilaj petrolier și minier, automobile, tractoare, mașini agricole, utilaj chimic și pentru rafinării etc. Utilajele moderne destinate industriei alimentare, machetele navelor ca și alte produse expuse completează imaginea industriei românești moderne, a posibităților sale importante și variate de a satisface cererile și exigențele oricăror clienți.

Tîrgul internațional din București — 1970 se bucură de un larg ecou internațional. 26 de țări din Europa, Asia, America de Nord și de Sud participă la tîrg sub forma de expoziții colective.

Țările cu suprafețe reținute de ele în vederea organizării participării lor, pot fi grupate astfel:

— Țări socialiste europene: U.R.S.S.(1850 m^2), R.D.G.(1850 m^2), R.S.C. (1350 m^2), R.P.P. (870 m^2), R.P.U. (580 m^2), R.P.B. (440 m^2), R.S.F.J. (350 m^2), R.P. Albania (100 m^2).

— Țări occidentale europene: R.F.G. (7500 m^2), Austria (2500 m^2), Italia (2300 m^2), Anglia (2000 m^2), Elveția (1800 m^2), Franța (1250 m^2), Danemarca (1100 m^2), Belgia (720 m^2), Suedia (580 m^2), Olanda (550 m^2), Spania (360 m^2), Finlanda (300 m^2).

— Țări din Asia: Japonia (1100 m^2), India (200 m^2), Israel (215 m^2).

— Țări din America: S.U.A. (3000 m^2), Argentina (500 m^2), Brazilia (220 m^2).

În plus, față de aceste expoziții colective, mai mult de 60 firme străine și-au anunțat prezența și ocupă la tîrg standuri individuale grupate pe ramuri. Aceste firme provin din R.F.G., Austria, Franța, Anglia, Italia, Lichtenstein, Luxembourg, Olanda, Suedia.

Participarea a numeroase țări la această primă ediție a Tîrgului internațional din București reflectă fără îndoială interesul pe care aceste țări și firmele respective îl acordă pieței românești.

Largul ecou internațional suscitat de acest tîrg a determinat pe organizatori să întreprindă construcția — pe lîngă cei 33 000 m^2 de suprafață acoperită disponibilă — a încă 7 pavilioane și hale, totalizînd 15 000 m^2, fără a socoti spațiile rezervate pentru conferințele de presă, conferințele tehnice, simpozioane, prezentările de filme și alte manifestări specifice.

Toate aceste condiții permit ca Tîrgul internațional București—1970 să se afirme ca o întîlnire rodnică a oamenilor de afaceri, a specialiștilor și tehnicienilor români și străini, ca un factor eficient de promovare a relațiilor economice și comerciale internaționale.

CZ 621.91.01

Contribuţii la sinteza cinematicii şi dinamicii maşinilor-unelte aşchietoare*

Ing. Sergiu T. CHIRIACESCU – Institutul politehnic – Braşov

Asupra metodologiei actuale a calculului de proiectare al maşinilor-unelte aşchietoare. Proiectarea unei maşini-unelte specializată sau specială comportă un grad mai înalt de exactitate decît proiectarea unei maşini-unelte universală. O maşină-unealtă corect proiectată trebuie să permită, pe cît posibil, realizarea tuturor condiţiilor cerute de cinematica şi dinamica procesului de aşchiere, în particular trebuie să permită prelucrarea la parametrii optimi ai regimului de aşchiere.

După cum se cunoaşte [2], [3], după stabilirea cinematicii procesului de generare urmează etapa precizării caracteristicilor cinematice ale elementelor de ieşire ale lanţurilor cinematice. În acest sens se determină, de exemplu, limitele turaţiilor axului principal şi ale avansului de generare. Pentru aceasta în cazul maşinilor-unelte universale se folosesc date furnizate de construcţii similare existente, ţinîndu-se seamă şi de tendinţele de intensificare a regimurilor de aşchiere. În cazul maşinilor-unelte specializate şi speciale, determinarea limitelor n_{max}, n_{min} (sau s_{max}, s_{min}) ar trebui să se facă utilizînd relaţiile funcţionale de forma:

$$v=v\ (T, t, s, \ldots)\ ;\ s=s\ (\rho,\ \varkappa,\ \varkappa_1, \ldots). \quad (1)$$

Literatura de specialitate arată că pentru găsirea valorilor limită pentru viteza principală de aşchiere v şi pentru avansul de generare s este necesar ca în relaţiile (1) să se substituie „... combinaţiile posibile, pentru maşina-unealtă, proiectată, ale argumentelor T, t, s ..." [1]. Nu există însă nicăieri precizarea acestor combinaţii posibile, în faza de proiectare.

Presupunînd totuşi că prin (1) s-au determinat limitele v_{max} şi v_{min}, raportul de reglare a turaţiilor este:

$$R_n = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{v_{max}}{v_{min}} \cdot \frac{d_{max}}{d_{min}}. \quad (2)$$

Literatura amintită [1] arată că în relaţia (2) se substituie „... valoarea d_{min} corespunzătoare lui v_{max} în condiţii reale de utilizare a maşinii-unelte". În mod analog se procedează pentru d_{max}. Nici în acest caz nu se indică acele „condiţii reale de utilizare" a maşinii-unelte.

În concluzie, folosirea relaţiilor (1) şi (2) este indicată în literatură numai ca o eventuală posibilitate de determinare a limitelor pentru n şi s. Din această cauză, în prezent, chiar şi pentru maşinile-unelte specializate şi speciale, aceste limite se aleg ţinîndu-se seamă de experienţa acumulată.

Principiile care stau la baza proiectării actuale a maşinilor-unelte universale nu sînt justificate în totalitate. Astfel studiile făcute în cîteva întreprinderi constructoare de maşini [7] etc. au arătat că există diferenţe foarte mari între frecvenţele de utilizare în timp a turaţiilor şi avansurilor maşinilor-unelte. Studiindu-se încărcarea maşinilor-unelte de găurit în funcţie de diametrul de prelucrare, pentru diferite operaţii, s-a obţinut diagrama din figura 1 [11].

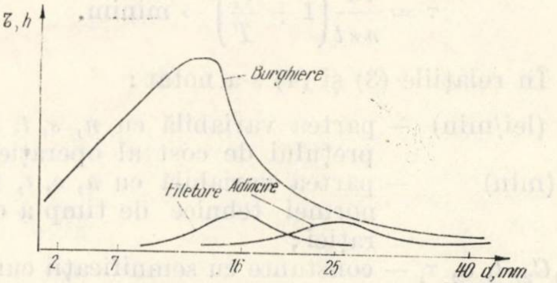


Fig. 1

După cum rezultă din figura 1, maşina-unealtă de găurit este utilizată mult mai puţin pentru capetele intervalului de diametre (2—40 mm). Rezultă de aici că dispunerea turaţiilor axului principal în serie geometrică cu raţie constantă nu este raţională deoarece încărcarea maşinii-unelte nu este aceeaşi pentru întregul interval de turaţii.

Pentru dimensionarea organelor componente ale maşinii-unelte este necesar a calcula încărcările maxime ale elementelor de ieşire din lanţurile cinematice. În prezent, „acoperitor", se consideră că aceste încărcări sînt date de valorile maxime ale parametrilor: turaţie, avans, adîncime de aşchiere t, deşi în exploatare niciodată nu se întîlneşte această situaţie.

În mod corect, încărcările maxime ale elementelor de ieşire din lanţurile cinematice trebuie să fie determinate de acea combinaţie n, s, t, posibilă din punct de vedere tehnologic [6], care determină o putere de aşchiere maximă.

Modul de proiectare actual nu permite nici determinarea corectă a puterii motorului care acţionează mai multe lanţuri cinematice, deoarece se consideră, fără justificare, că există un consum maxim de energie simultan pe toate lanţurile cinematice antrenate.

---

* Lucrare susţinută la a XII-a Sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic-Bucureşti (29—31.V.1969).

Proiectarea maşinilor-unelte luînd în considerare condiţiile de utilizare. Pornind de la observaţiile de mai sus, în lucrarea de faţă se indică căile de soluţionare mai exacte a unor probleme care apar la sinteza maşinilor-unelte aşchietoare.

Astfel, maşina-unealtă proiectată trebuie să permită prelucrarea unei anumite suprafeţe în condiţii optime din punctul de vedere al preţului de cost sau al productivităţii. Aceasta înseamnă că trebuie să asigure lucrul cu parametrii n, s, t cît mai apropiaţi de cei calculaţi din condiţia optimizării preţului de cost al operaţiei :

$$C = \frac{C_1 la}{nst}\left(1 + \frac{C_2}{C_1 T}\right) \rightarrow \text{minim}, \tag{3}$$

sau din condiţia optimizării normei tehnice de timp a acesteia :

$$\tau = \frac{la}{nst}\left(1 + \frac{\tau_s}{T}\right) \rightarrow \text{minim}. \tag{4}$$

În relaţiile (3) şi (4) s-a notat :

C (lei/min) — partea variabilă cu n, s, t, T a preţului de cost al operaţiei ;

τ (min) — partea variabilă cu n, s, t, T a normei tehnice de timp a operaţiei ;

$C_1 C_2$, l, a, τ_s — constante cu semnificaţii cunoscute [6].

Funcţiile (3) şi (4) sînt folosite de către inginerul tehnolog pentru prescrierea regimului de aşchiere la prelucrarea unei anumite piese pe o anumită maşină-unealtă. În faza de proiectare se va presupune că există, pentru orice piesă care se va prelucra, minimul funcţiilor (3) şi (4). În acest caz, neglijînd variaţia durabilităţii sculei T cu parametrii s şi t (aşa cum se întîmplă de fapt şi la acceptarea cunoscutei relaţii Time-Taylor — $v = \dfrac{C_v}{T^m}$), relaţiile (3) şi (4) pot fi înlocuite cu relaţia :

$$\S = n\ s\ t \rightarrow \text{maxim}. \tag{5}$$

Valorile limită ale parametrilor n, s, t sînt acelea care fac maximă funcţia (5) în două situaţii extreme posibile tehnologic : cele care determină valorile maxime, respectiv minime, pentru n, s şi t.

În ambele situaţii, parametrii n, s şi t care fac optimă funcţia (5) respectă o serie de restricţii cum sînt : relaţia de legătură dintre v, s, t, T (relaţia durabilităţii) ; temperatura rezultată în procesul de aşchiere ; puterea motorului electric care dă mişcarea principală de aşchiere (eventual şi pe cea de avans) ; rezistenţa mecanică şi stabilitatea elastică a sculei ; rugozitatea suprafeţei prelucrate ; adaosul de prelucrare şi adîncimea limită la care aşchierea nu se transformă într-o tasare ; stabilitatea procesului de aşchiere la vibraţii.

Dacă influenţa acestor factori restrictivi se ia în considerare sub forma unor relaţii analitice, atunci determinarea extremelor funcţiei (5) conduce la o problemă de programare matematică.

O dată precizate valorile limită ale parametrilor n (v) şi s, se pune problema dispunerii turaţiilor (şi avansurilor) în concordanţă cu diagrama de utilizare a tipului respectiv de maşină-unealtă. Pentru aceasta se presupune că se impune proiectarea unei maşini-unelte specializate sau universale a cărei diagramă de încărcare corespunzătoare operaţiei celei mai reprezentative (de exemplu burghierea în cazul fig. 1) este cea din figura 2.

După cum se cunoaşte, seriile de turaţii şi de avansuri permit prelucrarea la regimuri de aşchiere optime numai pentru anumite valori discrete ale diametrelor d_0, $d_1 \ldots d_z$. Cu regimul corespunzător acestor diametre se face prelucrarea tuturor diametrelor cuprinse în intervalele centrate, respectiv în d_0, $d_1 \ldots d_z$ (fig. 2).

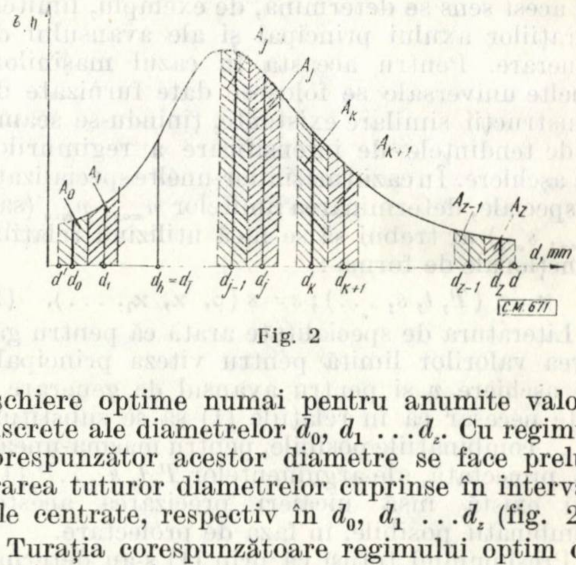


Fig. 2

Turaţia corespunzătoare regimului optim de aşchiere este legată de parametrii s şi t printr-o relaţie care, de exemplu, pentru strunjire sau găurire, are forma :

$$n = \frac{1\,000\, C_v}{\pi} \frac{d}{t^{x_v} s^{y_v}}, \tag{6}$$

unde C_v, x_v, y_v au semnificaţii cunoscute [8].

Două turaţii consecutive n_{j-1} şi n_j sînt astfel dispuse încît pierderea de productivitate tehnologică specifică să fie constantă, adică :

$$\Delta q = \frac{q_j - q_{j-1}}{q_j} = 1 - \frac{q_{j-1}}{q_j} =$$

$$= 1 - \frac{n_{j-1}\, s_{j-1}\, t_{j-1}}{n_j\, s_j\, t_j} = \text{ct.} \tag{7}$$

Dacă turaţiile vecine se aleg suficient de apropiate astfel încît :

$$s_{j-1} \approx s_j,\ t_{j-1} \approx t_j, \tag{8}$$

din relaţia (7) se obţine cunoscuta relaţie care indică dispunerea turaţiilor în serie geometrică :

$$\frac{n_j}{n_{j-1}} = \text{ct} = \varphi. \tag{9}$$

După cum se poate observa, la stabilirea relaţiei (9), în afara aproximărilor (8), s-au neglijat frecvenţele de prelucrare a diverselor diametre. Notînd cu A_{j-1} şi A_j timpul de încărcare al maşinii-unelte la prelucrarea pieselor cu diametrele cuprinse în intervalele centrate în d_{j-1} şi d_j (fig. 2), productivităţile tehnologice pentru turaţiile n_{j-1} şi n_j sînt :

$$Q_{j-1} = s_{j-1}\, t_{j-1}\, A_{j-1};\ Q_j = s_j\, t_j\, A_j. \tag{10}$$

Notînd $\varphi_j = n_j / n_{j-1}$ şi punînd condiţia unei pierderi de productivitate constantă şi egală între oricare două turaţii vecine, relaţiile (10) dau :

$$\Delta Q = 1 - \frac{1}{\varphi_1}\frac{A_0}{A_1} = 1 - \frac{1}{\varphi_2}\frac{A_1}{A_2} = \\ = \ldots = 1 - \frac{1}{\varphi_z}\frac{A_{z-1}}{A_z} = \text{ct},$$

de unde se obţine :

$$\frac{\varphi_1}{\frac{A_0}{A_1}} = \frac{\varphi_2}{\frac{A_1}{A_2}} = \ldots = \frac{\varphi_j}{\frac{A_{j-1}}{A_j}} = \ldots = \frac{\varphi_z}{\frac{A_{z-1}}{A_z}}. \tag{11}$$

Dacă se notează $\alpha = \varphi_j / \frac{A_{j-1}}{A_j}$ şi se ţine seamă că $n_j = \varphi_j\, n_{j-1}$, egalităţile (11) permit a scrie :

$$n_1 = \alpha \frac{A_0}{A_1} n_0;\ n_2 = \alpha^2 \frac{A_0}{A_2} n_0; \ldots; \\ n_z = \alpha^z \frac{A_0}{A_z} n_0. \tag{12}$$

Relaţiile (12) arată că în cazul proiectării unei cutii de viteze din condiţia unei pierderi de productivitate tehnologică constantă şi egală între oricare două turaţii vecine, turaţiile axului principal nu mai sînt dispuse în serie geometrică. Dificultăţile care ar rezulta, în acest caz, la proiectarea unei cutii de viteze sînt destul de mari. Aceste dificultăţi dispar prin acceptarea unei încărcări uniforme pe diferite intervale ale diagramei de încărcare.

Pentru exemplificare se presupune că în cazul diagramei din figura 2 se aleg trei asemenea intervale : $d_0 - d_h$, $d_{h+1} - d_k$, $d_{k+1} - d_z$ (fig. 3).

Notînd cu φ_I, φ_{II}, φ_{III} raţiile seriilor din fiecare interval şi impunînd condiţia ca pierderea de productivitate tehnologică să fie aceeaşi în fiecare interval, rezultă :

$$\frac{1 - \frac{1}{\varphi_I}}{h} \sum_{j=0}^{k} A_j = \frac{1 - \frac{1}{\varphi_{II}}}{k - h} \sum_{j=h}^{k} A_j = \frac{1 - \frac{1}{\varphi_{III}}}{z - k} \sum_{j=k}^{z} A_j. \tag{13}$$

Pentru cazul cînd încărcarea în timp a maşinii-unelte se poate exprima printr-o funcţie de forma $\tau = \tau\,(d)$, formulele (13) se scriu :

$$\frac{1 - \frac{1}{\varphi_I}}{h} \int_{d'}^{d_h} \tau\,(d)\, \delta\, d = \frac{1 - \frac{1}{\varphi_{II}}}{k - h} \int_{d_h}^{d_k} \tau\,(d)\, \delta d = \\ = \frac{1 - \frac{1}{\varphi_{III}}}{z - k} \int_{d_k}^{d''} \tau\,(d)\, \delta d. \tag{13'}$$

Dacă se impune numărul de trepte pentru unul din intervale, de exemplu intervalul al doilea, şi se cunosc rapoartele de reglare a turaţiilor pentru toate intervalele, atunci, ţinînd seamă că :

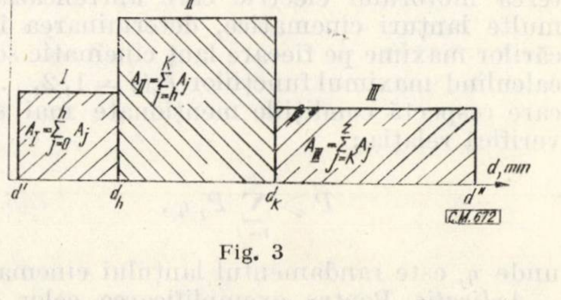

z, h
I
II
III
$A_I = \sum_{j=0}^{h} A_j$
$A_{II} = \sum_{j=h}^{K} A_j$
$A_{III} = \sum_{j=K}^{z} A_j$
d, mm
d'
d_h
d_k
d"
C.M. 672

Fig. 3

$$\varphi_I = \sqrt[x]{R_{nI}},\ \varphi_{II} = \sqrt[k-h]{R_{nII}},\ \varphi_{III} = \sqrt[y]{R_{nIII}},$$

relaţiile (13) scrise sub forma :

$$\frac{1 - R_{nI}^{-\frac{1}{x}}}{x} \sum_{j=0}^{h} A_j = \frac{1 - R_{nII}^{\frac{1}{k-h}}}{k - h} \sum_{j=h}^{k} A_j = \\ = \frac{1 - R_{nIII}^{-\frac{1}{y}}}{y} \sum_{j=k}^{z} A_j \tag{13''}$$

permit determinarea numărului treptelor de turaţii din primul (x) din cel de al treilea interval (y), precum şi raţiile φ_I şi φ_{II}.

Pentru a putea preciza puterea motorului care va antrena un anumit lanţ cinematic trebuie mai întîi să se calculeze puterea maximă necesară la funcţionarea în regimul permanent, cel mai greu.

Dacă de exemplu se notează cu P_z (kW) puterea necesară antrenării lanțului cinematic principal pentru un anumit regim de lucru, ținînd seamă de expresia forței și vitezei principale de așchiere [8], se obține :

$$P_z = \frac{C_{F_z}\,C_v}{6\,120\,\eta}\;t^{x_{Fz}-x_v}\cdot s^{y_{Fz}-y_v}. \tag{14}$$

Puterea P_z va fi maximă pentru acele valori ale lui t și s care, verificînd relația (14), respectă relațiile de condiție amintite mai sus, la care se adaugă condițiile limită impuse de cinematica mașinii-unelte pentru n și s.

Dacă același motor antrenează k lanțuri cinematice, atunci puterea lui se va determina calculînd maximul funcției :

$$P = \sum_{j=1}^{k} P_j, \tag{15}$$

în aceleași condiții ca pentru funcția (14).

Precizarea parametrilor n, s, t pentru care se obține puterea maximă pe fiecare lanț cinematic permite și determinarea forțelor și momentelor maxime necesare calculului organologic.

Dacă prin tema de proiectare se impune puterea motorului electric care antrenează mai multe lanțuri cinematice, determinarea încărcărilor maxime pe fiecare lanț cinematic se face calculînd maximul funcțiilor $P_j (j = 1, 2, \ldots, k)$, care respectă condițiile menționate mai sus și verifică relația :

$$P \geqslant \sum_{1=j}^{k} P_j\,\eta_j, \tag{16}$$

unde η_j este randamentul lanțului cinematic j.

Aplicație. Pentru exemplificarea celor cîtorva probleme de mai sus să presupunem că se proiectează o mașină-unealtă de găurit cu coloană pentru diametrul maxim de găurire (oțel, fontă etc.) $d = 25$ mm.

Studiindu-se diagramele de utilizare ale mașinilor-unelte de găurit se ajunge la concluzia că ponderea cea mai mare o au burghierile (fig. 1) oțelurilor cu rezistența la rupere $\sigma_r = 40\ldots 80$ kgf/cm².

Dacă se consideră că în proporție de 60% mașina-unealtă trebuie să asigure regimuri optime de așchiere prin valori discrete date, atunci din figura 1 se găsește $d \in (7, 16)$. În acest fel rezultă că, din punctul de vedere al calculului de proiectare, mașina-unealtă s-a redus, în prima etapă, la o mașină-unealtă specializată. După această etapă a proiectării se va face o eventuală extrapolare a seriei de turații și de avansuri și se vor verifica organologic elementele componente ale mașinii-unelte pentru diferite materiale de prelucrat etc., fără a avea pretenția asigurării, în aceeași proporție, a unor regimuri optime pentru prelucrările cu o pondere mai mică în utilizarea mașinii-unelte.

Din multitudinea factorilor care limitează alegerea parametrilor regimului de așchiere la burghiere, se iau în considerare numai aceia care determină condiții limită în faza de proiectare și anume :

— relația dintre n, s și T [6] :

$$n\,d^{1+m-x_v}\,s^{y_v} = \frac{1\,000\,C_v}{\pi}; \tag{17}$$

— rezistența mecanică a sculei [6] :

$$d^{x_M-3}\,s^{y_M} \leqslant \frac{0{,}02\,\sigma_a}{1{,}73\,C_M}; \tag{18}$$

— stabilitatea elastică a sculei [6] :

$$d^{x_F-4}\,s^{y_F} \leqslant \frac{0{,}0043\,\pi^2 E}{4\,c_F\,L^2}; \tag{19}$$

— stabilitatea termică a tăișurilor sculei [6] :

$$\theta \leqslant \theta_0. \tag{20}$$

Deoarece pentru burghiere nu sînt cunoscute relații semiempirice prin care să se calculeze temperatura rezultată în procesul de așchiere funcție de parametrii regimului de așchiere, și ținînd seamă că cea mai mare influență asupra temperaturii o are viteza de așchiere, în locul temperaturii limită θ_0 se impune o viteză limită v_0. În acest caz, în locul relației (20) se folosește relația [6] :

$$\frac{C_v d^{x_v-m}}{s^{y_v}} \leqslant v_0. \tag{20'}$$

Deoarece pentru burghiere $t = \frac{d}{2}$, luînd în considerare relația (17), funcția de optimizare (5) se scrie :

$$\mathfrak{f} = \frac{500\,C_v}{\pi}\,d^{x_v-m}\,s^{1-y_v}. \tag{5'}$$

Valoarea maximă a parametrului s se va întîlni la burghierea oțelului cu $\sigma_r = 40$ kgf/cm², cu un burghiu avînd $d = 16$ mm, o lungime l suficient de mică și o răcire abundentă. Pentru această situație, problema de programare matematică se reduce la determinarea valorii s care realizează maximul funcției (5′) și satisface inecuația (18). Înlocuind valorile mărimilor x_M, y_M, σ_a, C_M, [8] se găsește $s_{opt} = s_{max} = 0{,}58$ mm/rot, pentru care din relația (17) corespunde $n_{opt} = n_{min} = 270$ rot/min.

Valoarea minimă a parametrului s se va întîlni la prelucrarea oțelului cu $\sigma_r = 80$ kgf/cm², cu un burghiu cu $d = 7$ mm avînd o lungime maximă posibilă $l = 100$ mm (STAS 574), fără a folosi bucșă de ghidare a sculei și fără a utiliza lichid de așchiere. În acest caz, relațiile (18), (19), (20), în care se înlocuiesc valorile coeficienților [8], [10] și $v_0 = 50$ m/min, devin :

$$s \leqslant 0{,}170\,;\; s \leqslant 0{,}815\,;\; s \geqslant 0{,}078. \tag{21}$$

Dacă în funcția (5') se înlocuiesc valorile coeficienților C_v, x_v, y_v m [8], atunci problema determinării lui s_{min} se enunță astfel: să se determine valoarea s care face maximă funcția $\S = 1\,175\, s^{0,3}$ în condițiile (21). După cum ușor se poate constata, soluția problemei este: $s_{opt} = s_{min} = 0{,}17$ mm/rot, pentru care în conformitate cu relația (17) corespunde: $n_{opt} = n_{max} \approx 1\,100$ rot/min.

Așadar, pentru burghierea găurilor cu $d \ni (7{,}16)$ în oțel cu $\sigma_r = 40 \ldots 80$ kgf/cm^2, mașina-unealtă de găurit trebuie să realizeze:

$$R_{nII} = \frac{1\,100}{270} \approx 4\,; \quad R_{sII} = \frac{0{,}58}{0{,}17} = 3{,}4.$$

Dacă se procedează analog și pentru intervalul I (fig. 3), se obține:

$s \leqslant 0{,}034$ mm/rot — din condiția rezistenței mecanice a sculei,

$s \geqslant 0{,}075$ mm/rot — din condiția rezistenței termice a sculei, de unde rezultă un caz de incompatibilitate. De aceea, prelucrarea pentru $0{,}034 \leqslant s \leqslant 0{,}075$ se execută cu avans manual, fără ca s să fie în legătură cu n în conformitate cu relația (17). Pentru $s = 0{,}075$ mm/rot și $d = 2$ mm la burghierea oțelului cu $\sigma_r = 50 \ldots 60$ kgf/cm^2, formula (17) indică $n = 5\,700$ rot/min.

Condiția rezistenței mecanice a sculei, scrisă pentru $d = 25$ mm la prelucrarea oțelului cu $\sigma_r = 40$ kgf/cm^2, dă $s_{III\,max} = 1{,}0$ mm/rot pentru care, în conformitate cu relația (17), corespunde $n = 170$ rot/min.

Valorile limită găsite pentru n și s nu ar permite utilizarea rațională a mașinii-unelte și la burghierea altor materiale sau pentru operații ca alezări, filetări etc. Din acest motiv, în baza unor considerente de genul celor de mai sus, aplicate pentru diferite materiale și operații, pentru început se adoptă: $n_{max} = n_{III\,max} = 4\,000$ rot/min; $n_{min} = n_{I\,min} = 40$ rot/min; $s_{max} = s_{III\,max} = 2{,}0$ mm/rot; $s_{min} = s_{I\,min} = 0{,}1$ mm/rot. În acest fel, rapoartele de reglare a turațiilor pentru intervalele (I) și (III) sînt:

$$R_{nI} = \frac{270}{40} = 6{,}75\,; \quad R_{nII} = \frac{4\,000}{1\,100} = 3{,}54.$$

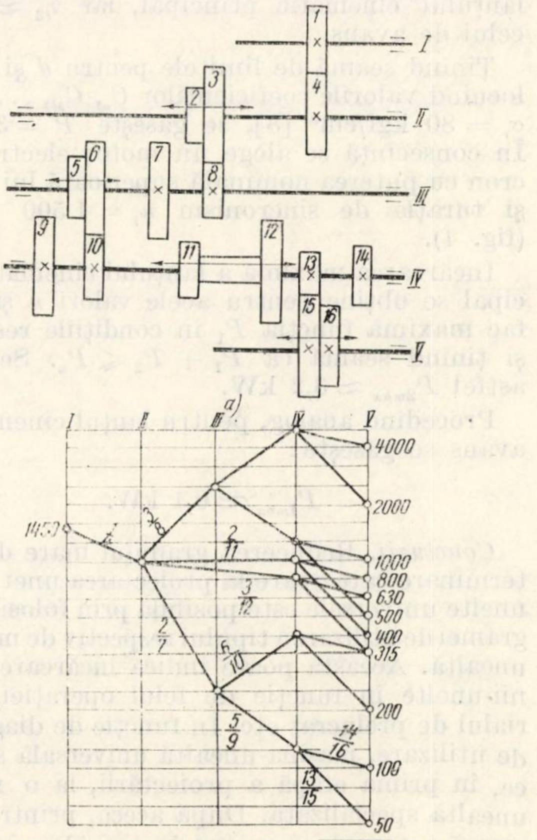
Dacă se alege un număr de $k - h = 5$ trepte de turații în intervalul II, ecuațiile (13'') în care se consideră (fig. 3):

$$\sum_{j=0}^{h} A_j = \sum_{j=k}^{z} A_j = \frac{1}{3} \sum_{j=h}^{k} A_j$$

se scriu:

$$\left.\begin{aligned} 0{,}15\, x + 6{,}75^{-\frac{1}{x}} &= 1 \\ 0{,}15\, y + 3{,}54^{-\frac{1}{y}} &= 1 \end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

Rezolvînd ecuațiile (22) în numere întregi, se obține: $x = 3$ și $y = 2$ sau $y = 3$ (deoarece y, care satisface ecuația a doua, are valoarea în jurul lui 2,5). Se alege $y = 2$ și în acest fel numărul total de turații este $x + y + (k - h) + 1 = 11$. Cunoscînd rapoartele de reglare și numărul turațiilor din fiecare interval, rezultă: $\varphi_I \approx 1{,}9$; $\varphi_{II} \approx 1{,}33$; $\varphi_{III} \approx 1{,}88$. Alegînd rațiile normalizate: $\varphi_{II} = 1{,}26$; $\varphi_I = \varphi_{III} = 2 = \varphi_{II}^3$ și păstrînd turația $n_{max} = 4\,000$ rot/min, rezultă turațiile limită pentru fiecare interval. Datele calculate ar putea corespunde schemei cinematice din figura 4a, care are diagrama turațiilor din figura 4b.



a)

b)

Fig. 4

După cum se observă, schema cinematică nu conține mai multe roți dințate decît schemele cinematice ale cutiilor de viteze de la mașinile-unelte de găurit cu 12 trepte de turații (G 25, G 40 etc.) dar prezintă avantajul unui raport de reglare mult mai mare. De exemplu, mașina G 25 are raportul de reglare 44,5, pe cînd mașina-unealtă proiectată are raportul de reglare a turațiilor $R_n = \frac{4\,000}{50} = 80$.

Procedînd similar se poate găsi și modul de dispunere a avansurilor mașinii-unelte de găurit proiectată.

Pentru determinarea puterii motorului de acționare a lanțurilor cinematice trebuie determinat maximul funcţiei (15) în condiţiile: $2 \leqslant d \leqslant 25$; $50 \leqslant n \leqslant 4\,000$; $0{,}1 \leqslant s \leqslant 1{,}00$. Ţinînd seamă că motorul furnizează atît puterea necesară mişcării principale cît şi celei de avans, relaţia (15) se scrie [8]:

$$P = P_1 + P_2 = \frac{C_v\, C_M}{3\,060\, \eta_1} d^{x_v + x_M - m - 1} s^{y_M - y_v} +$$

$$+ \frac{C_v\, C_F}{1{,}92 . 10^4\, \eta_2} d^{x_F + x_v - m - 1} s^{y_F - y_v}, \qquad (15')$$

unde $\eta_1 \approx 0{,}75$ este randamentul estimat al lanţului cinematic principal, iar $\eta_2 \approx 0{,}75$ al celui de avans.

Ţinînd seamă de limitele pentru d şi s şi înlocuind valorile coeficienţilor C_v, C_M, ... pentru $\sigma_r = 80$ kgf/cm^2 [8], se găseşte $P = 3{,}2$ kW. În consecinţă se alege un motor electric asincron cu puterea nominală superioară lui 3,2 kW şi turaţia de sincronism $n_s = 1\,500$ rot/min (fig. 4).

Încărcarea maximă a lanţului cinematic principal se obţine pentru acele valori n şi s care fac maximă funcţia P_1 în condiţiile respective şi ţinînd seamă că $P_1 + P_2 \leqslant P_n$. Se obţine astfel $P_{2max} \approx 3{,}2$ kW.

Procedînd analog, pentru lanţul cinematic de avans se găseşte:

$$P_{1max} \approx 0{,}1 \text{ kW}.$$

Concluzii. Reducerea gradului mare de nedeterminare care apare la proiectarea unei maşini-unelte universale este posibilă prin folosirea diagramei de utilizare a tipului respectiv de maşină—unealtă. Aceasta poate indica încărcarea maşinii-unelte în funcţie de felul operaţiei, materialul de prelucrat etc. În funcţie de diagramele de utilizare, maşina-unealtă universală se reduce, în prima etapă a proiectării, la o maşină-unealtă specializată. După aceea, printr-o judicioasă extrapolare, se iau în considerare şi alte operaţii posibil de executat pe maşina-unealtă respectivă.

Proiectarea unei maşini-unelte luînd în considerare diagramele de utilizare conduce la deosebiri esenţiale în raport cu modul de proiectare actual. Astfel, seria de turaţii (sau de avansuri) rezultă ca neraţională pentru salturi constante între oricare două turaţii (sau avansuri) succesive de pe întregul domeniu de reglare.

Literatura tehnică de specialitate [4], [5], [9] etc. arată că au mai existat rezerve asupra legii generale de dispunere a turaţiilor în serie geometrică. Lucrarea de faţă speră să fi găsit un prim mod de abordare generală a problemei. Rămîne ca practica uzinelor constructoare de maşini-unelte să decidă.

Relaţiile (12), care indică modul general de dispunere a turaţiilor axului principal, mai au şi avantajul că pot fi folosite la cutiile de viteze moderne, cu cuplaje cu discuri. Abordarea problemei sub acest aspect ca şi determinarea relaţiilor generale de restricţie impuse de folosirea cutiilor de viteze cu roţi dinţate baladoare urmează a fi tratate în cadrul altei lucrări.

Exemplul maşinii-unelte de găurit cu coloană, analizat mai sus, trebuie considerat numai ca o posibilitate de aplicare a teoriei generale. Chiar dacă, din punct de vedere constructiv, realizarea gamei de turaţii de 50...4 000 rot/min ridică unele probleme, avantajele tehnice şi economice sînt foarte mari.

Determinarea datelor principale ale cinematicii şi dinamicii maşinilor-unelte specializate (ca şi pentru maşinile-unelte universale — prin asimilarea permisă de diagrama de utilizare) trebuie să se facă aplicînd metodele programării matematice. Acestea permit a calcula rapoartele de reglare R_n şi R_s prin maximizarea funcţiei (5), determinarea puterii motorului de acţionare a lanţurilor cinematice prin maximizarea funcţiei (15) etc., în anumite condiţii restrictive. Aplicarea programării matematice este foarte raţională mai ales pentru operaţii ca strunjire, frezare etc., unde spaţiul soluţiilor problemei de programare are mai mult de o dimensiune.

Trebuie însă precizat că asemenea calcule sînt aplicabile numai pentru operaţiile a căror mecanică a aşchierii este suficient de bine studiată (strunjire, frezare etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Acerkan, N. S.* Calculul şi construcţia maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[2] *Botez, E.* Cinematica maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[3] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşinile-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[4] *Cozin H.* Teoria reţelelor structurale uniforme ale cutiilor de viteze ale maşinilor-unelte. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 7, 1957.

[5] *Cozin, H.* Reţele de turaţii în serie geometrică dublă pentru cutiile de viteze ale maşinilor-unelte. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 7, 1958.

[6] *Drăghici, Gh.* şi *Chiriacescu, S.* Calculul durabilităţii sculei şi regimului de aşchiere folosind programarea matematică. Sesiunea ştiinţifică jubiliară a Institutului politehnic Braşov, decembrie 1968.

[7] *Drăghici, Gj.* şi *Ionescu, I.* Studiul modului de folosire a maşinilor-unelte universale în liniile tehnologice. Sesiunea de comunicări a ICPMUA-Bucureşti, decembrie 1968.

[8] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică 1964.

[9] *Mitoşeriu, C.* şi *Constantin, E.* Contribution à la structure cinématique des boîtes de vitesses. La machine moderne, nr. 711, juin 1968.

[10] *Vulf, A. M.* Rezanie metallov. Moscova-Leningrad, 1963.

[11] *Zamfir, Gh.* Maşini de găurit fabricate în R.P.R. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

CZ 620.193.2.667.622.114.7 : 669.286

Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc şi prin zincare termică

Ing. GERDA COSMA – Institutul de cercetări şi proiectări pentru industria electrotehnică – Bucureşti

Ing. SILVIA MINEA – Institutul de cercetări şi proiectări pentru industria electrotehnică – Bucureşti

Ing. GEORGETA LESCENCO – Institutul de cercetări şi proiectări pentru industria electrotehnică-Bucureşti

Dintre grundurile anticorosive cunoscute, cele pe bază de miniu de plumb au fost considerate multă vreme cele mai indicate pentru protecţia anticorosivă a metalelor feroase.

Astăzi însă, aceste grunduri nu mai corespund fluxului tehnologic modern care reclamă materiale de vopsire cu uscare rapidă, permiţînd sudarea şi prelucrarea mecanică fără deteriorarea stratului.

Încercările cu materiale care prezintă un timp mai mic de uscare (grunduri cu oxid roşu de fier, grunduri reactive) nu au condus la rezultatele dorite din cauza rezistenţei lor nesatisfăcătoare la coroziune.

Apariţia pe piaţa mondială a grundurilor bogate în zinc a înlăturat aceste dificultăţi, ele dovedind o serie de calităţi, ca de exemplu: posibilitatea de aplicare cu metodele uzuale (pensulă, pistol); uscare rapidă la temperatură ambiantă; rezistenţă anticorosivă corespunzătoare la depozitare îndelungată în aer liber; posibilitate de sudare fără deteriorarea stratului; rezistenţă la operaţiile de prelucrare care se fac după grunduire (tăiere, nituire, ştanţare etc.) [1], [2], [3].

Grundurile bogate în zinc conţin un procent ridicat de pigment de zinc (pulbere de zinc sau un amestec de pulbere de zinc şi foiţe de zinc metalic) încorporat în lianţi organici sau anorganici.

În filmul uscat procentul de pigment de zinc este de circa 95%, restul de 5% reprezentînd liantul, agenţii de întindere, antidepozanţii etc.

Gama de lianţi care pot intra în constituţia acestor grunduri este foarte largă: lianţi organici (polistiren, clorcauciuc, ciclocauciuc, răşini vinilice, epoxidice, acrilice, alchidice stirenate, alchidice acrilate, epoxidice esterificate, poliuretanice etc.) şi anorganici (silicaţi alcalini).

Deşi compoziţia acestor grunduri este relativ simplă, calitatea lor poate varia foarte mult în funcţie de puritatea pigmentului de zinc, de granulaţia lui (în general 5 μm, iar pentru grunduri sudabile 10–15 μm), precum şi de natura liantului.

În ultima vreme au apărut grunduri care au în compoziţia lor – pe lîngă pulberea de zinc – şi un procent oarecare de foiţă de zinc metalic, ceea ce le conferă o capacitate de protecţie superioară faţă de grundurile obişnuite [4].

Mecanismul de protecţie anticorosivă al grundurilor bogate în zinc este încă mult discutat în literatura de specialitate [4], [5], [6], el fiind explicat în general prin două teorii.

O primă teorie susţine că protecţia conferită de grund are la bază o reacţie electrochimică cu procese de anod şi catod, cu alte cuvinte granulele de zinc fiind în contact între ele formează anodul în sistem, protejînd fierul în mod similar cu acoperirile electrochimice sau termice de zinc.

Pentru realizarea protecţiei catodice se presupune că este necesară o concentraţie în pigment de 94–96% pentru a obţine un contact perfect între granulele de zinc.

După a doua teorie, rolul protector al grundului este atribuit reactivităţii zincului care, în contact cu atmosfera, dă naştere unor produse de reacţie (hidroxizi, carbonaţi bazici complecşi) care conduc la creşterea în volum a granulelor de zinc, ceea ce are ca efect izolarea suportului de acţiunea agresivă a mediului.

Punctul de vedere cel mai răspîndit admite un mecanism combinat de protecţie în care predomină primul sau al doilea mecanism în funcţie de influenţele mediului ambiant [6].

După această teorie mecanismul de protecţie a grundurilor bogate în zinc ar fi cel descris în continuare.

Datorită diferenţei de potenţial Fe/Zn respectiv FeOOH/Zn, ZnO/Zn, zincul se dizolvă formînd anodul:

$$Zn \rightarrow Zn^{++} + 2\,e^-$$

$$1/2\,O_2 + H_2O + 2\,e^- \rightarrow 2\,OH^-$$

$$Zn^{++} + 2\,OH^- \rightarrow Zn(OH)_2 \rightarrow \underset{\text{stabil}}{ZnO} + H_2O.$$

Hidroxidul de zinc creează un pH alcalin: la $p\text{H} > 8$, $Zn(OH)_2$ se transformă în ZnO, astfel că pigmentul de zinc se acoperă parţial cu oxid de zinc. În funcţie de condiţiile mediului ambiant este posibilă şi formarea carbonaţilor bazici sau a hidroxiclorurilor de zinc.

Modificările produse în structura filmelor de grunduri bogate în zinc, ca rezultat al expunerii lor în aer liber, cer o atenţie specială la alegerea momentului pentru aplicarea unei acoperiri ulterioare, precum şi la alegerea tipului acestei acoperiri [7].

Domeniul de utilizare al grundurilor bogate în zinc este foarte larg; ele se aplică cu succes pentru construcţii metalice de dimensiuni mari, gazometre, rezervoare, stîlpi pentru linii de înaltă tensiune, poduri metalice, table de oţel pentru construcţia navelor, părţile puternic solicitate la coroziune ale autovehiculelor etc.

Lucrările efectuate în laborator au avut drept scop studierea comportării — la încercări accelerate de laborator şi la expunere în climat natural — a trei tipuri de grunduri bogate în zinc elaborate în ţară de către Laboratorul central de cercetări de lacuri şi cerneluri.

În paralel cu probele cu aceste grunduri — aplicate într-un strat şi în două straturi — s-au studiat şi probe zincate termic, pentru a obţine rezultate comparative privind protecţia prin acoperire cu grunduri bogate în zinc (aşanumita zincare la rece) şi zincarea la cald [8], [9], deşi după unii autori [1] aceste două tipuri de protecţie nu sînt comparabile.

Prin procedeul de zincare la cald se pot obţine, printr-o singură imersie, grosimi ale stratului de zinc între 25 μm (la table subţiri) şi 200 μm (la profile foarte groase). În cazul grundurilor bogate în zinc, grosimea de strat obţinută printr-o singură aplicare este 15—55 μm. În plus, stratul de zinc obţinut prin zincare termică este mai dur şi mai rezistent la abraziune decît stratul obţinut prin acoperiri cu grunduri bogate în zinc [9].

Ambele tipuri de protecţie prezintă interes, alegerea unuia sau a altuia dintre ele depinzînd de forma constructivă a produsului de protejat, precum şi de raportul dintre suprafaţa şi greutatea lui.

Astfel, zincarea la cald este preferată pentru piese cu suprafeţe plane mici şi cu multe unghiuri ca şi pentru piese cu grosimea pereţilor sub 15 mm.

Acoperirea cu vopsele bogate în zinc se alege ca sistem de protecţie pentru piese cu grosimea pereţilor peste 15 mm, sau pentru subansambluri care posedă piese din metale diferite sau de diferite grosimi ale pereţilor.

La alegerea metodei de protecţie trebuie să se ia în considerare şi lungimea profilelor ce trebuie protejate, avîndu-se în vedere că băile de zincare termică au în general o lungime maximă de 9 m, iar profilele mai lungi trebuie imersate de două ori în baie, fapt care duce la creşterea costului operaţiei [10].

Datele din literatură [11] arată că în industria americană acoperirile protectoare se preferă în ordinea următoare: zincare la cald, acoperiri bogate în zinc (acolo unde zincarea la cald nu este economică), acoperiri organice (pentru mediile în care zincul nu rezistă).

În lucrarea de faţă s-au studiat grunduri bogate în zinc pe bază de răşină acrilică, clorcauciuc şi vinilică aplicate pe table de oţel pregătite prin sablare. Se menţionează că importanţa pregătirii suprafeţei prin sablare este subliniată în lucrări recente [9].

Protecţia prin zincare termică s-a făcut pe epruvete din tablă TDA, prin procedeul uscat, succesiunea operaţiilor principale fiind următoarea: pregătirea epruvetelor (degresare în whitespirit, decapare în HCl 1 :1); tratare cu fondant (imersionare în soluţie $ZnCl_2$ la temperatura camerei): uscarea peliculei de fondant (la temperaturi de 80—90°C); scufundare în baia de zinc topit (cu 98,4% Zn), la temperatura de 470°C.

Încercările accelerate de laborator la care s-au supus aceste epruvete au fost: încercarea la căldură umedă conform STAS 6745-63 (încercare ciclică) şi încercarea la ceaţă salină conform STAS 6744-63.

Totodată epruvetele au fost expuse pe terasa I.C.P.E. în climat natural temperat — microclimat urban, în luna martie a anului 1968.

Încercările au fost efectuate pe epruvete avînd caracteristicile iniţiale cuprinse în tabela 1.

Tabela 1

	Protecţia aplicată	Nr. de straturi	Grosimea medie μm	Aspect (vizual)	Aderenţă	
					STAS 3661—65	STAS 7293—65
1	Grund acrilic bogat în zinc	1	9,5	strat uniform, mat	1	
		2	14	idem	1	
2	Grund clorcauciuc bogat în zinc	1	16	idem	1	
		2	35	idem	1	
3	Grund vinilic bogat în zinc simbol G 834—40	1	41,5	idem	1	
		2	74	idem	1	
4	Zincare termică	1	37	strat uniform, lucios		corespunzătoare

Din tabela 1 rezultă că cea mai mare grosime de strat obţinută printr-o singură aplicare o asigură grundul vinilic G 834—40.

La încercarea în mediu de căldură umedă, epruvetele vopsite cu grunduri bogate în zinc au prezentat toate o albire uşoară şi uniformă a suprafeţei (coroziunea albă a zincului) după primele şapte cicluri de încercare.

Prin prelungirea încercării la 100 cicluri nu apar alte fenomene.

La această încercare comportarea epruvetelor zincate termic a fost similară cu cea a celor grunduite. Pe probele zincate apare coroziunea albă a zincului tot de la primele şapte cicluri de încercare, pe circa 80% din suprafaţă.

La 100 cicluri epruvetele zincate termic prezintă coroziunea albă a zincului pe 80 — 90% din suprafaţă.

Ambele tipuri de acoperiri asigură protecţia suportului pe durata încercării.

La încercarea la ceaţă salină comportarea epruvetelor vopsite s-a diferenţiat mult în funcţie de liantul de bază al grundurilor.

Tabela 2

Protecţia aplicată	Nr. de straturi	Starea suprafeţei epruvetelor după:		
		7 cicluri	21 cicluri	56 cicluri
Grund acrilic bogat în zinc	1	K_{Zn} puncte K_{Fe} 14 %	K_{Fe} 33 %	K_{Fe} 52 %
	2	K_{Zn} puncte K_{Fe} 7 %	K_{Fe} 15 %	K_{Fe} 30 %
Grund clorcauciuc bogat în zinc	1	K_{Zn} puncte	K_{Zn} puncte K_{Fe} 20 %	K_{Zn} puncte K_{Fe} 30 %
	2	K_{Zn} puncte	K_{Zn} puncte 4 %	K_{Zn} puncte K_{Fe} 10 %
Grund vinilic bogat în zinc	1	K_{Zn} 1 %	K_{Zn} 2 %	K_{Zn} punct K_{Fe} 2 B 2 mm (diametru) 1 %
	2	K_{Zn} 1 %	K_{Zn} 2 %	K_{Zn} puncte K_{Fe} 1 % B 2 mm (diametru) 1 %
Zincare termică		K_{Zn} 80 %	K_{Zn} 80–90 %	K_{Zn} 90 % K_{Fe} 5 %

K_{Zn} – coroziunea zincului; K_{Fe} – coroziunea fierului; B – băşici.

Această comportare se poate urmări în tabela 2 şi în figura 1.

Comparînd rezultatele obţinute cu grundurile încercate, se observă că cea mai bună comportare a prezentat-o grundul vinilic G 834 — 40.

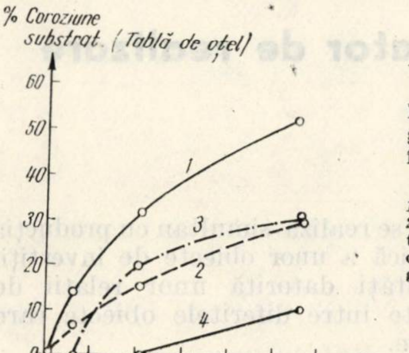


Fig. 1. Comportarea grundurilor bogate în zinc la acţiunea ceţii saline.

1. grund acrilic (un strat); *2* – grund acrilic (2 straturi); *3* – grund clorcauciuc (un strat); *4* – grund clorcauciuc (2 straturi).

Grundul clorcauciuc prezintă o comportare mai slabă, aplicat chiar la grosimi de strat similare cu grundul vinilic (36 µm faţă de 41,5 µm).

Grundul acrilic prezintă o comportare necorespunzătoare.

La aceeaşi încercare, epruvetele zincate termic au prezentat, pînă la 21 cicluri, coroziunea zincului; la 56 cicluri, au apărut puncte de coroziune a oţelului, iar la 100 cicluri, coroziunea metalului de bază pe 5 % suprafaţă.

Acoperirea prin zincare termică s-a prezentat superior faţă de grundurile bogate în zinc. Grundul vinilic G 834 — 40 se apropie pe perioada încercării din punctul de vedere al protecţiei conferite de zincarea termică.

În microclimat natural—pe terasa I.C.P.E. —după şase luni de expunere apar puncte de coroziune ale suportului, precum şi coroziune la margini şi poanson, numai la grundul acrilic şi la grundul pe bază de clorcauciuc aplicat într-un strat. După un an de expunere se constată avansarea coroziunii la aceste acoperiri pînă la circa 10 % din suprafeţe, coroziunea suportului în puncte la margini şi poanson şi la epruvetele protejate cu grund de clorcauciuc aplicat în două straturi.

Epruvetele protejate cu grund vinilic G 824-40, după un an de expunere, protejează foarte bine suportul, fenomenul de coroziune apărînd numai pe cîteva epruvete, la colţurile de jos. Se observă că grundul vinilic G 834-40 are cea mai bună comportare şi în acest caz.

După un an de expunere pe terasa I.C.P.E. epruvetele zincate termic au avut suprafaţa acoperită cu produşi de coroziune a zincului, de culoare alb-cenuşie.

Protecţia suportului a fost asigurată pe această perioadă de expunere.

În concluzie, încercările efectuate au arătat că dintre grundurile bogate în zinc elaborate de Laboratorul Central de cercetări pentru lacuri şi cerneluri, grundul G 834 — 40 permite protejarea tablei pe o perioadă de circa 1 an în climatul natural al ţării noastre (microclimat urban).

Se constată că pregătirea suprafeţei metalice s-a făcut prin sablare.

Protecţia anticorosivă a suportului pe o durată de expunere de un an în climat natural conferită de acest grund, poate fi comparată cu protecţia conferită prin zincare termică (la grosimi de strat similare).

Zincarea termică reprezintă conform datelor din literatură [9] o acoperire de protecţie anticorosivă superioară faţă de grundurile bogate în zinc, superioritate care apare probabil net la un timp de expunere mai îndelungat.

Comportarea la încercările de laborator a acestor grunduri permite să se conchidă că în sisteme de vopsire potrivit alese, grundul G 834 — 40 poate fi utilizat pentru climat tropical.

Calităţile acestor grunduri prezentate prin rezultatele încercărilor expuse mai sus, cum şi în literatura de specialitate, demonstrează marea lor utilitate în industria constructoare de maşini şi de mijloace de transport (autovehicule, nave etc.) în special în perioada de uzinare şi depozitare.

Prin încercările efectuate în laborator şi în climat natural s-a confirmat eficacitatea de protecţie a grundurilor bogate în zinc elaborate în ţară, determinată anterior numai pe materiale de import [12].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lückert, O.* Wissenswertes über Zinkstaubfarben. În : Farbe u Lack, 74, nr. 5, mai 1968, p. 469–472.

[2] *Sister, C. W.* Corrosion Resistance Zinc Paints. În : Paint and Varnish Production, 57, nr. 2 febr. 1967, p. 32.

[3] Les peintures riche en zinc, auxiliaires de l'anticorrosion, În : Pétrole, Gaz-chim. Energies, 35, nr. 375, ian-febr 1967, p. 110–111.

[4] *Mitterberger, D.* şi *Rassaerts, H.* Verbesserung von Zinkmetallanstrichen unter Mitverwendung eines hochdispersen, blättchenförmigen Zinkpigments. În Farbe u Lack, 74, nr. 6, iun 1968, p. 568–571.

[5] *Chandler, R. M.* Zinc dust paints. Chemical or electrochemical protection. În : Corrosion Technology, 8, nr. 6, iun 1961, p. 165–168.

[6] *Newhan, H. A.* The role of metallic lead in anticorrosive paints. În : Anticorrosion, 14, nr. 2, febr 1967, p. 14.

[7] *Van Oetern, K. A.* Zur Frage der Überstreichbarkeit, Auftragen von Deckanstricken auf Zinkstanbanstrichen. În : Werkstoffe u Korrosion, 15, nr. 5, mai 1964, p. 429–431.

[8] *Vickers, Ray.* Combination coating system. Hot dip galvanising and inorganic zincs can give economical protection. În : Mater. Protection, 3, nr. 8, aug 1964, p. 25–26.

[9] *Friehe, W.* şi *Hankel, A.* Korrosionsverhalten von Zinkstaubanstrichen und feuerverzinktem überzügen an Industrieatmosphäre. În : Metalloberfläche, 20, nr. 9, sept 1966, p. 406–412.

[10] *Anderson, E. H.* How zinc controles corrosion : În : Chem. Eng. 73, nr. 22, oct 1966, p. 154–162.

[11] Corrosion commentary. În : Anti-Corrosion, nr. 11, nov 1967, p. 7.

[12] *Piliş, I.* Contribuţii la problema protecţiei anticorosive a tablei, cu ajutorul grundurilor Shop Primer, pe timpul construcţiei navelor. În : Revista transporturilor vol. 14, nr. 3, 1967, p. 121–124.

CZ 330.322 : 65.015.6

Optimizarea întocmirii graficului coordonator de realizare a investiţiilor

Ing. Paul DOBRESCU — I.P.C.M. - Bucureşti

Traducerea în fapt a directivelor privitoare la realizarea obiectivelor industriale este materializată prin aprobarea unor investiţii corespunzătoare care se cer a fi consumate într-un anumit timp dinainte stabilit.

Eşalonarea acestora în cadrul termenului de dare în funcţiune este o operaţie care se execută de către proiectant, beneficiar şi constructor prin întocmirea unui grafic, denumit „grafic coordonator al investiţiei".

Atît în cazul unor unităţi industriale noi cît mai ales în cazul unor extinderi sau dezvoltări de uzine existente — la care investiţiile urmează a se realiza simultan cu producţia — realizarea fizică a unor obiecte de investiţii întîmpină greutăţi datorită unor relaţii de incompatibilitate între diferitele obiecte care trebuie realizate.

Ordinea de execuţie a acestor obiective, realizarea investiţiilor de construcţii-montaj, durata, compatibilitatea execuţiei unui obiect faţă de celelalte obiecte, posibilităţile de urgentare a execuţiei unor anumite obiecte sau în sfîrşit măsurile care trebuie luate pentru încadrarea întregii execuţii a lucrării într-un termen maximal, nu sînt precizate decît informativ în fază de STE (studiul tehnico-economic) al obiectivului industrial, în proiectul de „organizare de şantiere".

Prezenta lucrare urmăreşte să aducă o contribuţie la elaborarea unei metode ştiinţifice de întocmire a graficului coordonator care să stabilească :

— ordinea cea mai raţională de execuţie a acestor obiecte determinate în condiţii de compatibilitate reciprocă ;

— eşalonarea investiţiilor pentru realizarea obiectelor în ordinea astfel stabilită ;

— gruparea investiţiilor pentru obiectele care pot fi realizate simultan, în funcţie de timp ;

— stabilirea investiţiilor totale trimestriale şi anuale necesare în cadrul unui anumit interval de timp dinainte stabilit ;

— corectarea eventuală a acestor investiţii pentru echilibrarea încărcării lor pe trimestre şi anual pe toată durata execuţiei, pînă la darea în funcţiune a obiectelor.

Ca o extindere a metodei, se poate vorbi şi despre o eşalonare a investiţiilor necesare procurărilor de utilaje tehnologice—urmînd acelaşi procedeu ca pentru investiţiile de construcţii-montaj—folosind bineînţeles succesiunea de realizare a obiectelor stabilită prin graficul coordonator (C + M).

Principiul metodei

Eşalonarea corectă a execuţiei obiectelor şi a consumării fondurilor de investiţii în cadrul termenului planificat comportă elaborarea următoarelor lucrări :

— întocmirea reţelei rectangulare de reciprocitate ;

— stabilirea grupelor de obiecte care pot fi executate simultan ;

— elaborarea grafului liniar de investiţii ;

— determinarea eşalonării lucrărilor, cu încadrarea în termenul aprobat de darea în funcţiune a investiţiei.

1. *Întocmirea reţelei rectangulare de reciprocitate.* Această reţea este formată dintr-o tabelă neordonată a obiectelor din cadrul investiţiei (aşa cum sînt nominalizate în cadrul devizului general) cu dublă intrare, şi anume : înscrise pe verticală cu denumirea lor şi cu un număr de ordine şi numerotate pe orizontală în ordinea înscrierii lor pe verticală.

Înscrierea obiectelor pe verticala tabelei se face şi cu precizarea valorii investiţiilor aferente de C + M (construcţii- montaj).

Reţeaua rectangulară cu dublă intrare are drept scop să stabilească condiţionările dintre obiecte referitoare la ordinea de execuţie a lor, pornind de la următoarea schemă : ca să se poată executa un obiect înscris pe verticală, trebuie să fie executat întîi unul sau mai multe obiecte înscrise pe orizontală—obiect sau obiecte care condiţionează execuţia primului obiect.

Se analizează deci, pentru fiecare obiect înscris pe verticală, care anume obiecte trebuie să fie executate cu precădere dintre cele aflate pe orizontală.

Aceste obiecte pot fi condiţionate reciproc simplu sau multiplu după natura şi importanţa lor, prezentînd următoarele cazuri mai importante :

— condiţionări simple (cele care leagă două obiecte, ca de exemplu : nu se poate executa o nivelare a terenului pînă ce nu s-a expropiat terenul : obiectul nivelare-teren şi expropiere-teren sînt condiţionate reciproc ; sau pentru ca să se execute o reţea de cale ferată trebuie să fie nivelat întîi terenul : obiectul cale ferată este condiţionat de obiectul nivelare-teren) ;

— condiţionări multiple (cele care leagă mai multe obiecte, ca de exemplu : ca să se poată executa o reţea energetică sau o reţea de deservire uzinală trebuie să fie executate principalele hale de producţie, reţeaua de drumuri uzinale, precum şi sursa energetică respectivă ; sau nu se poate executa o anexă socială pînă ce nu s-a executat întîi hala respectivă, precum şi nivelările de teren sau demolările respective) ;

— condiţionări speciale, ca de exemplu : este necesară organizarea unui atelier auxiliar într-o hală de producţie existentă şi este necesar să se facă loc acestei amplasări prin mutarea procesului de producţie în altă hală ; această amenajare nu poate fi practic realizată decît după construirea unei hale noi sau printr-o reamplasare care să conducă la eliberarea spaţiului respectiv.

Revenind la reţeaua rectangulară, se poate deci stabili, pentru fiecare obiect înscris pe verticalele tabelei, care obiecte enumerate pe orizontală trebuie executate cu precădere (aceste obiecte vor fi marcate cu un semn distinctiv : o cruce în diagonală).

2. *Stabirirea grupelor de obiecte care pot fi executate simultan.* Dacă se observă cu atenţie reţeaua rectangulară de reciprocitate se poate constata că unele obiecte (dintre cele înscrise pe verticală) nu sînt condiţionate de nici un alt obiect din cadrul investiţiei—acestea putînd fi atacate după aprobarea fondurilor, cum sînt de pildă obiectele din cadrul unei investiţii de amplasament nou :

— organizarea de şantier ;

— amenajări de surse energetice exterioare ;

— racorduri energetice şi pentru deserviri în cazul unei unităţi existente ;

— exproprieri de teren ;

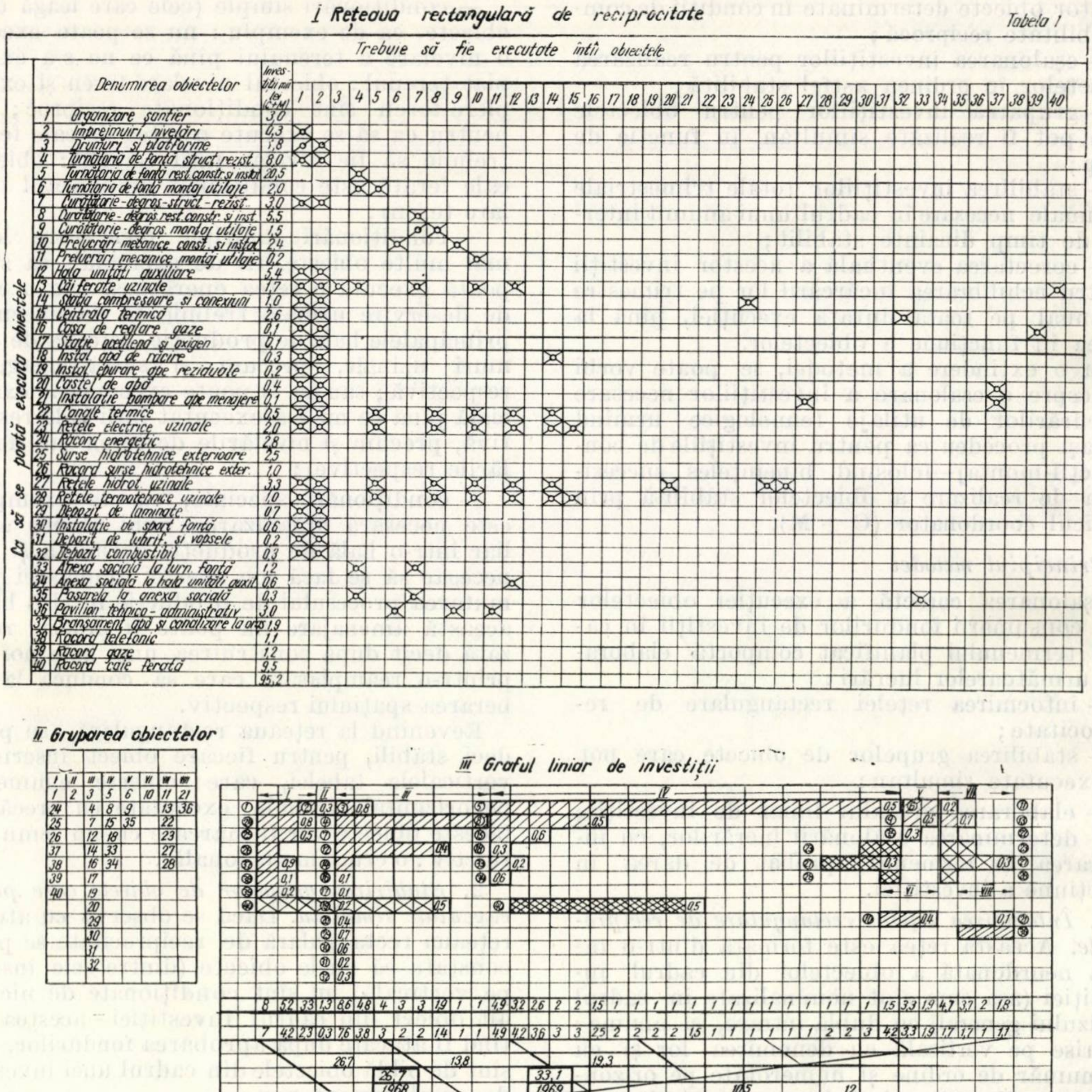
— extinderea aceluiaşi proces tehnologic a unor hale existente.

Obiectele necondiţionate de nici un alt obiect constitue grupa I de lucrări care pot fi executate simultan.

Pentru a determina cea de a doua grupă de lucrări, se execută următoarele operaţii pe reţeaua rectangulară de reciprocitate :

— se şterg, cu cîte o linie verticală sau cu un cerc, toate obiectele care au fost selecţionate pentru prima grupă de lucrări ;

— se aleg, dintre obiectele înscrise pe verticală, acele obiecte care au rămas fără condiţii de reciprocitate faţă de obiectele înscrise pe orizontală (după ştergerea obiectelor din prima grupă) ; totalitatea acestor obiecte constituie a doua grupă de obiecte ce pot fi executate simultan.



I Reţeaua rectangulară de reciprocitate
Tabela 1
Trebuie să fie executate întîi obiectele
Ca să se poată executa obiectele
III Graful liniar de investiţii
IV Eşalonarea investiţiilor
1968
1969
1970
1971

	Denumirea obiectelor	Investiţii mii lei (C+M)
1	Organizare şantier	3,0
2	Împrejmuiri, nivelări	0,3
3	Drumuri şi platforme	5,8
4	Turnătoria de fontă struct. rezist.	8,0
5	Turnătoria de fontă rest constr. şi instal.	20,5
6	Turnătoria de fontă montaj utilaje	2,0
7	Curăţătorie-degros.-struct.-rezist.	3,0
8	Curăţătorie-degros. rest constr. şi inst.	5,5
9	Curăţătorie-degros. montaj utilaje	1,5
10	Prelucrări mecanice const. şi instal.	2,4
11	Prelucrări mecanice montaj utilaje	0,2
12	Hala unităţi auxiliare	5,4
13	Căi ferate uzinale	1,7
14	Staţia compresoare şi conexiuni	1,0
15	Centrala termică	2,6
16	Casa de reglare gaze	0,1
17	Staţie acetilenă şi oxigen	0,1
18	Instal. apă de răcire	0,3
19	Instal. epurare ape reziduale	0,2
20	Castel de apă	0,4
21	Instalaţie pompare ape menajere	0,1
22	Canale termice	0,5
23	Reţele electrice uzinale	2,0
24	Racord energetic	2,8
25	Surse hidrotehnice exterioare	2,5
26	Racord surse hidrotehnice exter.	1,0
27	Reţele hidrot. uzinale	3,3
28	Reţele termotehnice uzinale	1,0
29	Depozit de laminate	0,7
30	Instalaţie de spart fontă	0,6
31	Depozit de lubrif. şi vopsele	0,2
32	Depozit combustibil	0,3
33	Anexa socială la turn. fontă	1,2
34	Anexa socială la hala unităţi auxil.	0,6
35	Pasarela la anexa socială	0,3
36	Pavilion tehnico-administrativ	3,0
37	Branşament apă şi canalizare la oraş	1,9
38	Racord telefonic	1,1
39	Racord gaze	1,2
40	Racord cale ferată	9,5
		95,2

II Gruparea obiectelor

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
1	2	3	5	6	10	11	21
24		4	8	9		13	36
25		7	15	35		22	
26		12	18			23	
37		14	33			27	
38		16	34			28	
39		17					
40		19					
		20					
		29					
		30					
		31					
		32					

Procedeul se repetă pînă se selecţionează în grupe distincte toate obiectele din cadrul investiţiei propuse.

3. *Graful liniar al investiţiei.* O dată aranjate obiectele din cadrul investiţiei pe grupe de obiecte ce pot fi executate simultan, se execută următoarele operaţii :

— se înscriu cu numerele de ordine, sub tabela de obiecte a reţelei rectangulare, obiectele din prima grupă-unul sub altul în ordinea în care au fost selecţionate din reţeaua rectangulară ;

— se trece pe orizontală, sub formă de graf liniar, valoarea de construcţii-montaj pentru fiecare obiect—la o anumită scară, considerînd de pildă un carou al tabelei egal cu un milion lei (carou care se hașurează); fracțiunile de milion se scriu sub formă de număr zecimal (0,2...0,7) în caroul orizontal următor.

Deoarece obiectele din grupa a doua nu pot fi începute decît după ce s-au executat cele din prima grupă, se continuă cu înscrierea pe verticală a celei de-a doua grupe de obiecte și, în același sistem, se desenează pe orizontală graful liniar al investițiilor (C + M) pentru fiecare dintre obiectele acestei grupe. Este de observat că investițiile grupei a doua încep cu caroul imediat următor celei mai mari investiții din grupa I.

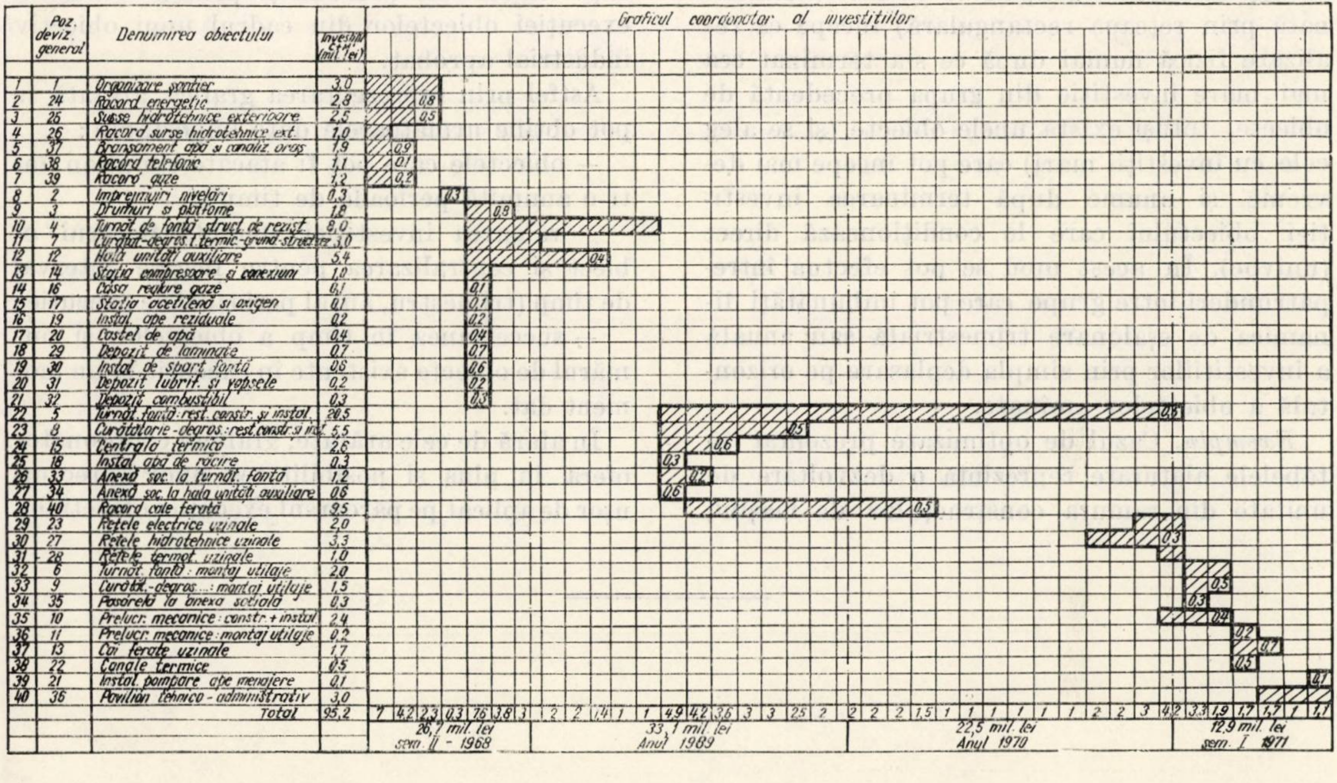
Se înscriu în continuare, una după alta, toate grupele de obiecte determinate anterior.

În final, se totalizează pe verticală valorile de investiții și se înscriu cu cifre în fiecare carou, pe o orizontală situată la baza grafului liniar. Acest graf constituie „graful liniar centralizator".

Graful liniar centralizator, prin faptul că are înscris pe el obiectul și valoarea de investiții (C + M), poate da o imagine clară a succesiunii lucrărilor, a obiectelor care continuă să se execute în același timp, a obiectelor cu investiții mai mari cît și a numărului de obiecte sau în curs de execuție simultană.

4. *Eșalonarea lucrărilor cu încadrarea în termenul de dare în funcțiune.* Dinamica investițiilor, prezentată în graful liniar centralizator, reprezintă succesiunea în timp a realizării investițiilor pentru întregul obiectiv, începînd cu obiectele din prima grupă și terminînd cu cele din ultima grupă.

Tabela 2


Graficul coordonator al investițiilor
0,8
0,5
0,9
0,1
0,2
0,3
0,9
0,4
0,1
0,1
0,2
0,4
0,7
0,6
0,3
0,5
0,6
0,3
0,2
0,6
0,5
0,3
0,5
0,3
0,4
0,2
0,7
0,5
0,1
7 | 4,2 | 2,3 | 0,3 | 7,6 | 3,8 | 3 | 2 | 2 | 1,4 | 1 | 1 | 4,9 | 4,2 | 3,6 | 3 | 3 | 2,5 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1,5 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 3 | 4,2 | 3,3 | 1,9 | 1,7 | 1,7 | 1 | 1,1
26,7 mil. lei
sem. II - 1968
33,1 mil. lei
Anul 1989
22,5 mil. lei
Anul 1970
12,9 mil. lei
sem. I 1971

	Poz. deviz. general	Denumirea obiectului	Investiții C+M (mil. lei)
1	1	Organizare șantier	3,0
2	24	Racord energetic	2,8
3	25	Surse hidrotehnice exterioare	2,5
4	26	Racord surse hidrotehnice ext.	1,0
5	37	Branșament apă și canaliz. oraș	1,9
6	38	Racord telefonic	1,1
7	39	Racord gaze	1,2
8	2	Împrejmuiri nivelări	0,3
9	3	Drumuri și platforme	1,8
10	4	Turnăt. de fontă struct. de rezist.	8,0
11	7	Curățăt.-degres. t. termic-grund-structur	3,0
12	12	Hala unități auxiliare	5,4
13	14	Stația compresoare și conexiuni	1,0
14	16	Casa reglare gaze	0,1
15	17	Stația acetilenă și oxigen	0,1
16	19	Instal. ape reziduale	0,2
17	20	Castel de apă	0,4
18	29	Depozit de laminate	0,7
19	30	Instal. de spart fontă	0,6
20	31	Depozit lubrif. și vopsele	0,2
21	32	Depozit combustibil	0,3
22	5	Turnăt. fontă: rest. constr. și instal.	20,5
23	8	Curățătorie-degros.: rest. constr. și inst.	5,5
24	15	Centrala termică	2,6
25	18	Instal. apă de răcire	0,3
26	33	Anexă soc. la turnăt. fontă	1,2
27	34	Anexă soc. la hala unități auxiliare	0,6
28	40	Racord cale ferată	9,5
29	23	Rețele electrice uzinale	2,0
30	27	Rețele hidrotehnice uzinale	3,3
31	28	Rețele termot. uzinale	1,0
32	6	Turnăt. fontă: montaj utilaje	2,0
33	9	Curățăt.-degros...: montaj utilaje	1,5
34	35	Pasarelă la anexa socială	0,3
35	10	Prelucr. mecanice: constr. + instal.	2,4
36	11	Prelucr. mecanice: montaj utilaje	0,2
37	13	Căi ferate uzinale	1,7
38	22	Canale termice	0,5
39	21	Instal. pompare ape menajere	0,1
40	36	Pavilion tehnico-administrativ	3,0
		Total	95,2

Cu această interpretare, este ușor de stabilit investițiile pe ani sau trimestre, așa cum se precizează în documentele de aprobare, prin împărțirea grafului liniar centralizator în părți proporționale, conform teoremei lui Thales, obținînd în final pentru fiecare trimestru sau an:

— lucrările care urmează să se execute;

— dinamica valorică a investițiilor;

— investițiile totale, repartizate pe trimestru sau an.

O problemă importantă o constituie posibilitatea de corecție adusă acestui procedeu în cazul în care dinamica trimestrială sau chiar anuală, obținută pentru investiții, prezintă unele anomalii și anume valori foarte ridicate sau dimpotrivă foarte scăzute, care ar putea produce perturbații serioase în volumul de muncă al constructorului.

Corectarea valorică se poate face pornind de la graful valoric liniar prin considerarea unor condiţionări speciale între anumite obiecte situate în intervale învecinate (grupe de produse, trimestre sau ani).

Tehnica acestor corecturi este legată de analiza strictă a unor obiecte care pot fi amînate sau chiar întîrziate, fără ca prin aceasta condiţionările de bază stabilite să fie modificate. Această analiză poate ţine seama de observaţia că deşi una dintre grupele de obiecte (determinată prin reţeaua rectangulară) începe ca realizare fizică numai după ce s-a terminat cea mai mare investiţie din grupa precedentă de obiecte, totuşi există unele obiecte (şi se aleg cele cu investiţii mari) care pot începe mai devreme şi anume după terminarea investiţiei obiectului care le condiţionează direct (univoc). În acest mod se pot efectua întrepătrunderi între grupe care pot îmbunătăţi dinamica de eşalonare trimestrială sau anuală a investiţiilor prin simpla deplasare pe orizontală a obiectelor amînate.

Exemplu. Cazul de optimizare prezentat în tabelele alăturate reprezintă o dezvoltare de unitate din ramura construcţiilor de maşini, şi anume : pentru un obiectiv nou în tabela 1, iar în tabela 2, graficul coordonator al investiţiei respective.

Concluzii

Metoda descrisă pentru întocmirea graficului coordonator al investiţiei pune la dispoziţia tuturor factorilor interesaţi o serie de date necesare atît pentru programarea şi execuţia lucrărilor, precum şi pentru controlul execuţiei obiectelor din cadrul unui obiectiv industrial aprobat.

Astfel prin reprezentarea grafică arătată se pot obţine următoarele date importante :

— obiectele care pot fi atacate simultan într-o anumită perioadă de timp ;

— valoarea investiţiei aferentă fiecărui obiect şi centralizarea pentru fiecare interval de timp (trimestru, an) al perioadei de execuţie ;

— succesiunea în timp a obiectelor şi numărul de obiecte existente în execuţie la un moment dat.

În afară de cele arătate, graficul coordonator oferă în plus şi posibilitatea unor corecturi uşor de aplicat pe parcursul execuţiei obiectului.

CZ 621.941.232.025.1

Asupra prelucrării cu cuţite-disc pe strunguri-revolver *

Ing. Ivan NICOLAE – VALENTIN – Institutul politehnic – Braşov

Strungurile-revolver sînt maşini-unelte utilizate pe scară largă în fabricaţia de serie, datorită productivităţilor ridicate. La obţinerea acestei productivităţi ridicate însă în mare măsură contribuie şi folosirea S.D.V.-urilor adecvate. Ca făcînd parte din aceste S.D.V.-uri, cuţitele-disc îşi găsesc pe strungurile revolver (ca şi pe strungurile automate) utilizarea lor raţională.

În lucrarea de faţă se vor studia particularităţile prelucrării cu cuţite-disc pe strunguri-revolver cu axa capului-revolver orizontală. Aceste particularităţi decurg din traiectoria circulară şi nu liniară a avansului de pătrundere, cu care lucrează cuţitele-disc, montate prin intermediul portcuţitelor-disc în capul-revolver. Din multitudinea traiectoriilor circulare ale punctelor de pe tăişul sculei, se va considera ca traiectorie circulară a avansului de pătrundere, traiectoria punctelor situate pe diametrul de reglaj al sculei 2R (τ), căci în raport cu aceasta se face reglajul (fig. 3). Ca urmare, punctele situate pe diametrul de reglaj al sculei 2R vor aparţine planului de generare Σ doar în momentul cînd ele vor genera pe piesă curba directoare D, adică la sfîrşitul cursei de pătrundere. De această poziţie depinde în exclusivitate precizia prelucrării şi la ea se vor referi calculele noastre.

Un prim aspect al particularităţilor de prelucrare cu cuţite-disc cu avansuri circulare comparativ cu prelucrările cu aceleaşi scule, dar cu avansuri liniare, priveşte modul de reglare al cuţitului-disc faţă de piesă. Pentru început, se consideră cazul unei strunjiri profilate cu un cuţit-disc, în care avansul este liniar (fig. 1).

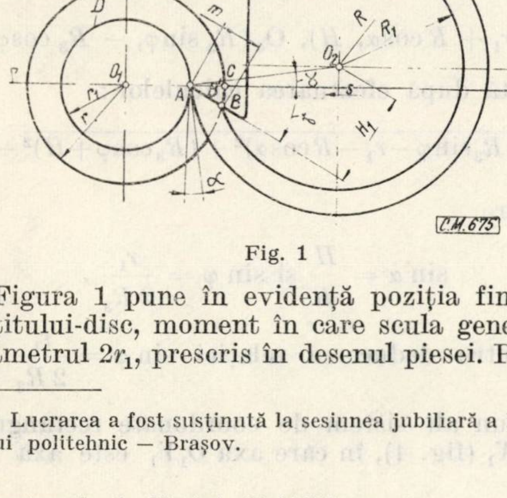


Fig. 1

Figura 1 pune în evidenţă poziţia finală a cuţitului-disc, moment în care scula generează diametrul $2r_1$, prescris în desenul piesei. Pentru atingerea preciziei de prelucrare, pentru această poziţie a sculei mai trebuie respectate unghiurile α şi γ prin relaţiile :

$$\operatorname{Sin} \alpha = \frac{H}{R}, \qquad \operatorname{Sin} (\alpha + \gamma) = \frac{H_1}{R}, \tag{1}$$

în care α şi γ sînt unghiurile de aşezare şi degajare luate în calculul de proiectare a cuţitului-disc. Considerînd că scula este corect executată (deci mărimile R, R_1, H_1 sînt cunoscute), pentru îndeplinirea relaţiilor (1) mai trebuie respectată supraînălţarea H, prescrisă pentru cuţitul-disc respectiv. Pentru ca acest lucru să fie posibil este necesar, în primul rînd, un portcuţit-disc care, în funcţionare, să realizeze cota $e = H^*$ (fig. 2) şi, în al doilea rînd, trebuie ca punctele tăişului situate pe diametrul de reglaj al sculei $2R$ să aparţină planului de generare Γ, a cărui urmă pe planul director să fie traiectoria liniară a avansului.

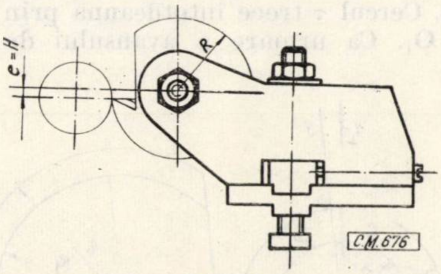


Fig. 2

Faţă de cele de mai sus şi datorită avansului liniar al sculei, rezultă că singurul punct corect de reglare la diametrul semifabricatului 2r este punctul c uşor de reperat, datorită apartenenţei lui la planul de generare Γ şi deci traiectoriei rectilinii a avansului. Acest mod de reglare este ceea ce se numeşte curent, reglarea la centru a sculei.

În cele ce urmează se va indica metoda raţională de reglare a cuţitelor-disc, cînd ele lucrează cu avansuri de pătrundere circulare (fig. 3), făcînd în prealabil următoarele precizări: centrul O_4 este centrul de rotire a capului-revolver, iar pe cercul τ cu raza R_3 sînt situate centrele alezajelor pentru montarea portsculelor în capul-revolver, rază numită pe scurt raza turelei. Cercul τ trece întotdeauna prin centrul piesei O_1. Ca urmare a avansului de pătrundere circular, punctul de reglare a cuţitului-disc faţă de diametrul $2r$ al semifabricatului nu se va mai afla în planul de generare Σ, ci ceva mai jos, adică în punctul C aflat pe traiectoria circulară τ a avansului. Ca urmare, puntul C poate fi uşor reperat la intersecţia cercurilor semifabricat ($2r$) şi τ. Curba cerc τ poate fi uşor materializată, pe faţa frontală a piesei pe care se face reglajul, de vîrful unei scule (de exemplu un burghiu) prin executarea unui riz. Dat fiind modul corect în care trebuie făcut reglajul, în cele ce urmează se va indica în ce constă particularitatea ansamblului cuţit-disc, portcuţit-disc, în cazul lucrului cu avansuri de pătrundere circulare, arătîndu-se în final modul de calcul al celei mai importante cote a unui portcuţit-disc, excentricitatea e. Se subliniază anticipat că excentricitatea e trebuie să fie mai mare decît supraînălţarea H a cuţitului-disc şi nu egală cu ea, cum greşit se consideră azi în practica multor uzine. Egalitatea este permisă numai în cazul prelucrărilor cu avansuri liniare. Numai prin luarea în considerare a acestui fenomen, deficienţele ce apar în cazul prelucrărilor cu cuţite-disc cu avansuri circulare (şi asupra cărora nu se insistă) pot fi într-adevăr evitate.

---

* Lucrarea a fost susţinută la sesiunea jubiliară a Institutului politehnic – Braşov.

* Deşi nu are sensul unei adevărate excentricităţi, se va numi totuşi excentricitate cota e, în dorinţa de a uşura compararea porticuţitelor-disc utilizate în cazurile prelucrărilor cu avansuri liniare şi circulare.

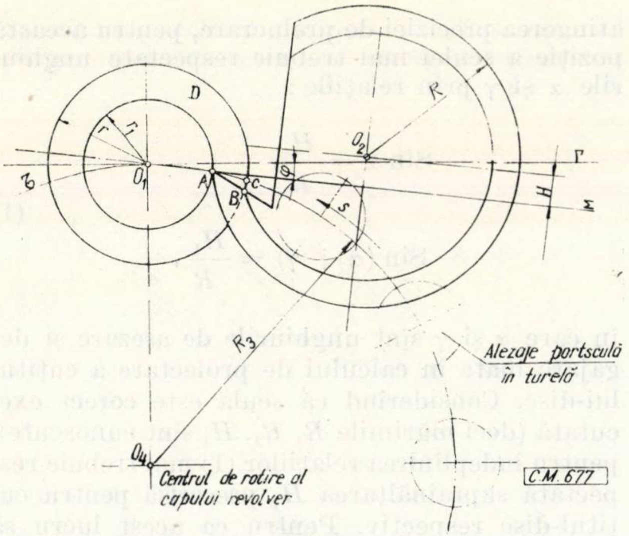

D
r
r_1
O_1
A
B
C
Θ
O_2
R
Γ
H
Σ
S
R_3
Alezaje portsculă în turelă
O_4
Centrul de rotire al capului revolver
C.M. 677

Fig. 3

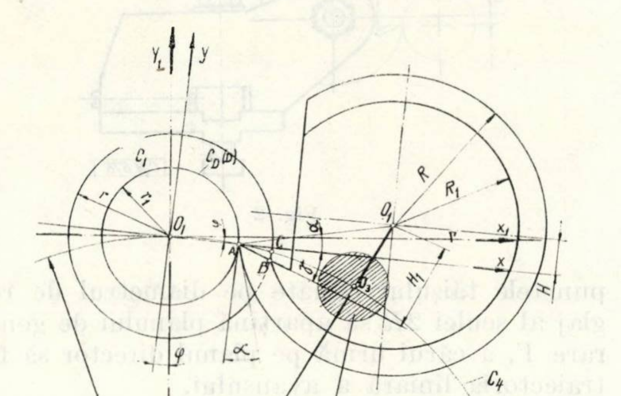


Fig. 4

Calculul excentricităţii portcuţitelor-disc în cazul prelucrării pe strunguri-revolver cu axa turelei orizontală

Se va calcula această excentricitate în cazul unui cuţit-disc corect proiectat şi executat şi impunînd condiţia obţinerii preciziei de prelucrare cerute. Precizia de prelucrare (mai ales cea dimensională) poate fi atinsă doar cînd, funcţional, se vor obţine unghiuri α şi γ egale cu cele luate în considerare la proiectarea sculei. Dar, cum s-a mai arătat, conform relaţiilor (1) rezultă că trebuie respectată supraînălţarea prescrisă H. Cum centrul locaşului port-sculă din turela strungului se află pe cercul C_4 (fig. 4), reiese că excentricitatea e va trebui să fie egală cu:

$$H < e = \overline{O_2O_3} = \overline{O_4O_2} - R_3. \tag{2}$$

Pentru a calcula valoarea segmentului O_4O_2, se va raporta totul la un sistem de referinţă rectangular convenabil ales YO_1X, în care axa absciselor este dreapta O_1A cuprinsă în planul Σ. Centrele cuţitului şi turelei avînd coordonatele:

$$O_2\,(r_1 + R\cos\alpha,\ H),\ O_4\,(R_3\sin\varphi,\ -R_3\cos\varphi),$$

rezultă după efectuarea calculelor:

$$e = \sqrt{(R_3\sin\varphi - r_1 - R\cos\alpha)^2 + (R_3\cos\varphi + H)^2} - R_3, \tag{3}$$

în care

$$\sin\alpha = \frac{H}{R} \text{ şi } \sin\varphi = \frac{r_1}{2\,R_3}.$$

Pentru deducerea relaţiei $\sin\varphi = \dfrac{r_1}{2\,R_3}$ s-a luat un alt sistem de coordonate rectangular $Y_1O_1X_1$ (fig. 4), în care axa O_1Y_1 este axa comună centrelor piesei și turelei, iar axa O_1X_1 este cuprinsă în planul orizontal Γ. În acest sistem, $\sin\varphi = \frac{|Y_A|}{r_1}$ în care Y_A este ordonata punctului A. Centrul cercului C_4 avînd coordonatele O_4 $(O_1 - R_3)$, din ecuația axei radiale a cercurilor C_D și C_4 rezultă :

$$Y_A = -\frac{r_1^2}{2R_3}. \tag{4}$$

Deci :

$$\sin\varphi = \frac{|Y_A|}{r_1} = \frac{r_1}{2R_3}, \tag{5}$$

cunoscîndu-se ecuațiile cercurilor

$$C_D : x^2 + y^2 - r_1^2 = 0,\quad C_4 : x^2 + (y + R_3)^2 - R_3^2 = 0.$$

Pentru a înlătura incomoditatea lucrului cu relația (3), autorul crede că ar fi bine ca, în baza acestei relații, să se întocmească norme interne și, pentru fiecare tip de strung-revolver, să se prevadă cîteva portcuțite-disc.

Într-alt mod, excentricitatea e poate fi determinată și pe cale grafică desenînd, la scară, poziția cuțitului-disc la sfîrșit de cursă (exemplul de la sfîrșit). Se atrage însă atenția că, în cazul prelucrării unor diametre mici (sub Ø 20), pe strunguri-revolver cu raza turelei R_3 mare, determinarea pe cale grafică este mai dificilă și însoțită de erori ce nu pot fi acceptate.

Variația unghiurilor de așezare și degajare de-a lungul traiectoriei circulare a avansului de pătrundere

Spre deosebire de lucrul la mașinile-unelte prevăzute cu avansuri de pătrundere liniare, unde unghiurile α și γ în același punct de pe tăiș rămîn aceleași, la mașinile-unelte ce lucrează cu avansuri de pătrundere circulare aceste unghiuri variază (fig. 5), și anume : pe măsură ce cuțitul-disc, avansînd, așchiază diametre tot mai mici, unghiul α crește, iar unghiul γ descrește ; deci pentru diametre mai mari, condițiile de așchiere sînt mai defavorabile decît pentru cele mici. Acest fenomen este verificat și în practică și așa se explică de ce angajarea cuțitului-disc în piesă este însoțită uneori de fenomene ce incomodează așchierea, ca după un timp ele să dispară. Dacă la diametrul $2r_1$ (fig. 5) unghiurile de așezare și degajare sînt α și γ, atunci la un diametru $2r > 2r_1$ aceste unghiuri vor fi $\alpha_1 < \alpha$ și $\gamma_1 > \gamma$.

Variația acestor unghiuri va fi urmărită prin variația supraînălțării. Asociind unghiurilor α și γ la diametrul $2r_1$ o supraînălțare H, urmează să se calculeze cît va fi supraînălțarea H_1 atunci cînd scula așchiază diametrul $2r > 2r_1$. Pentru simplificare se va considera că supraînălțarea H_1 este compusă din doi termeni, și anume :

$$H_1 = H_1' - H_1'' \;\ldots\ldots \tag{6}$$

H_1' poate fi determinat luînd în considerare numai coborîrea punctelor de pe tăiș situate pe diametrul de reglaj al sculei $2R$ cu cantitatea f_1, neglijînd coborîrea centrului sculei (fig. 6). Ca urmare :

$$H_1' = H + \mathrm{f}\,\frac{R+r}{r}.\ [2] \tag{7}$$

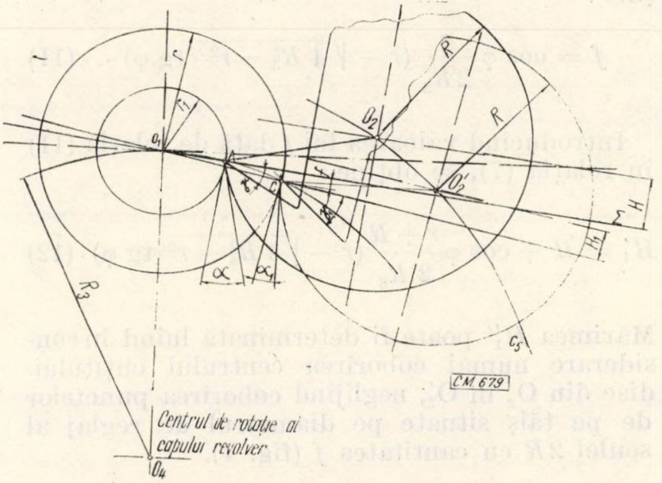


Fig. 5

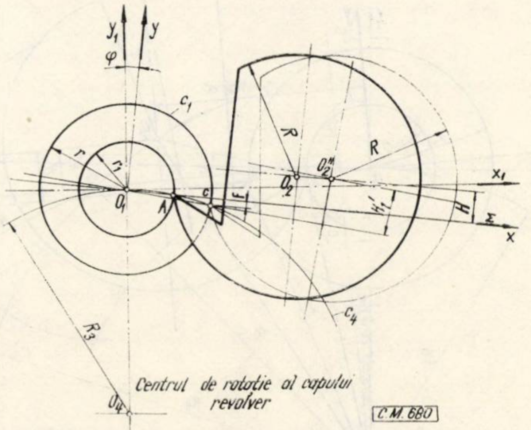


Fig. 6

În relația (7), necunoscuta f nu este alta decît ordonata punctului C, în sistemul de referință YO_1X $(f = |Y_c|)$. În sistemul de coordonate $Y_1O_1X_1$, ordonata punctului C se găsește la intersecția cercurilor C_1 și C_4. Analog relației (4) se găsește :

$$Y_c = -\frac{r^2}{2R_3}. \tag{8}$$

Atunci ordonata punctului C, în raport cu sistemul de referință XO_1Y rotit cu unghiul φ față de sistemul $X_1O_1Y_1$, va fi :

$$f = |Y_c| = \cos\varphi\left(\frac{r^2}{2R_3} - x_c\,\mathrm{tg}\varphi\right). \tag{9}$$

Din ecuaţia cercului C_1 şi ştiind ordonata y_c, se poate calcula :

$$x_c = \frac{r}{2R_3}\sqrt{4\,R_3^2 - r^2}\,\cdot \tag{10}$$

Substituind relaţia (10) în relaţia (9), se obţine :

$$f = \cos\varphi\,\frac{r}{2R_3}\left(r - \sqrt{4\,R_3^2 - r^2}\cdot \operatorname{tg}\varphi\right)\cdot \tag{11}$$

Introducînd valoarea lui f dată de relaţia (11) în relaţia (7), se obţine :

$$H_1' = H + \cos\varphi\,\frac{r+R}{2\,R_3}\left(r - \sqrt{4\,R_3^2 - r^2}\cdot\operatorname{tg}\varphi\right)\cdot \tag{12}$$

Mărimea H_1'' poate fi determinată luînd în considerare numai coborîrea centrului cuţitului-disc din O_2 în O_2', neglijînd coborîrea punctelor de pe tăiş situate pe diametrul de reglaj al sculei $2R$ cu cantitatea f (fig. 7).

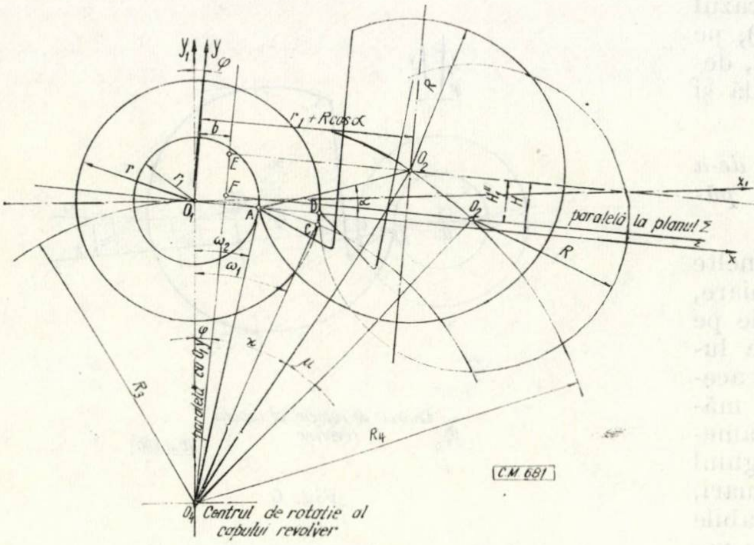

y_1
y
φ
r
r_1
b
E
F
O_1
A
D
C
ω_2
ω_1
$r_1 + R\cos\alpha$
O_2
α
H_1''
H_1
O_2'
x_1
paralelă la planul Σ
Σ
x
R
φ
paralelă cu O_1y_1
x
μ
R_3
R_4
CM 681
O_4 Centrul de rotaţie al capului revolver

Fig. 7

Din figura 7, rezultă :

$$H_1'' = R_3\cos\varphi + H - \overline{O_4F}. \tag{13}$$

Efectuînd în continuare calculele, se obţine în final :

$$H_1'' = R_3\cos\varphi + H - R_4\cos(\mathrm{x} + \mu) \tag{14}$$

în care :

$$\mu = \omega_1 - \omega_2\,;$$

$$\operatorname{tg}\omega_1 = \frac{r\sqrt{4R_3^2 - r^2}}{2\,R_3^2 - r^2}\,;\quad \operatorname{tg}\mathrm{x} = \frac{r_1 + R\cos\alpha - R_3\sin\alpha}{R_3\cos\varphi + H}\,;$$

$$\operatorname{tg}\omega_2 = \frac{r_1\sqrt{4R_3^2 - r_1^2}}{2\,R_3^2 - r_1^2}\,;\quad R_4 = e + R_3.$$

Înlocuind relaţiile (14) (12) în relaţia (6), se obţine în final :

$$H_1 = \frac{R+r}{2\,R_3}\cos\varphi\left(r - \operatorname{tg}\varphi\sqrt{4R_3^2 - r^2}\right) - R_3\cos\varphi + R_4\cos(\mathrm{x} + \mu). \tag{15}$$

Această relaţie permite deci calculul unghiului α_1 prin $\sin\alpha_1 = \frac{H_1}{R}$, la orice diametru $2r > 2r_1$. Relaţia (15) are sens să fie utilizată atunci cînd diametrul semifabricatului ($2r$) se apropie în mărime de acel diametru pentru care aşchierea devine imposibilă, datorită micşorării supraînălţării într-atît încît unghiul α devine $\alpha = 0$. Numim acest diametru, diametru critic, notîndu-l cu $2\ r_{cr}$ (practic aşchierea devine imposibilă la un diametru pentru care $0° < \alpha < 2°$). Pentru determinarea acestui diametru critic, întrucît $H_1 = 0$ ($\sin\alpha_1 = 0$), iar centrul O_2' se va afla chiar pe axa absciselor (fig. 8) se intersectează cercul C_5 cu dreapta $y = o$ după cum urmează (făcînd observaţia că α_{cr} este asociat diametrului $2\ r_{cr}$ şi ştiind că $0_4\ (R_3\sin\varphi_{cr}, -R_3\cos\varphi_{cr})$:

$$\begin{cases}(x - R_3\sin\varphi_{cr})^2 + (y + R_3\cos\varphi_{cr})^2 - R_4^2 = 0.\\ y = 0\end{cases} \tag{16}$$

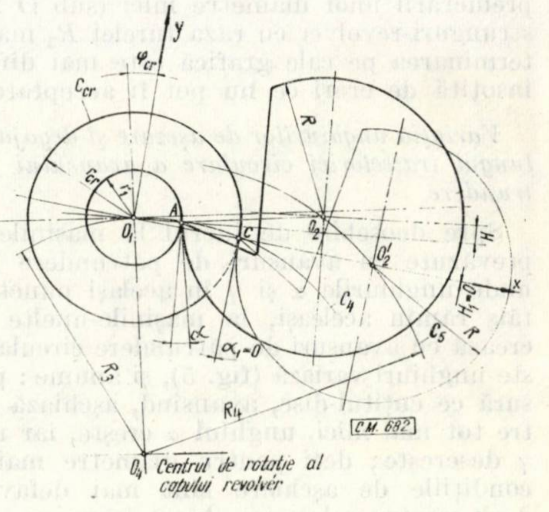

y
φ_{cr}
C_{cr}
r_{cr}
r_1
O_1
A
C
R
O_2
H
O_2'
x
$H_1=0$
C_4
α
$\alpha_1=0$
C_5
R
R_3
R_4
CM. 682
O_4 Centrul de rotaţie al capului revolvér

Fig. 8

Cunoscînd valoarea $\mathrm{x}_{0_2'} = r_{cr} + R$ şi introducînd-o în abscisa punctului ($0_2'$) rezultat din sistemul (16), se obţine în final:

$$r_{cr} = \frac{R_4^2 - R_3^2 - R^2}{R}, \tag{17}$$

în care $R_4 = e = R_3$. Relaţia (17) este foarte importantă, căci prin ea tehnologul poate aprecia dacă adîncimea profilului piesei poate sau nu să fie prelucrată cu un singur cuţit. Ca să fie posibilă prelucrarea cu un singur cuţit, trebuie îndeplinită condiţia $2r < 2r_{cr}$, în care $2r$ este diametrul semifabricatului.

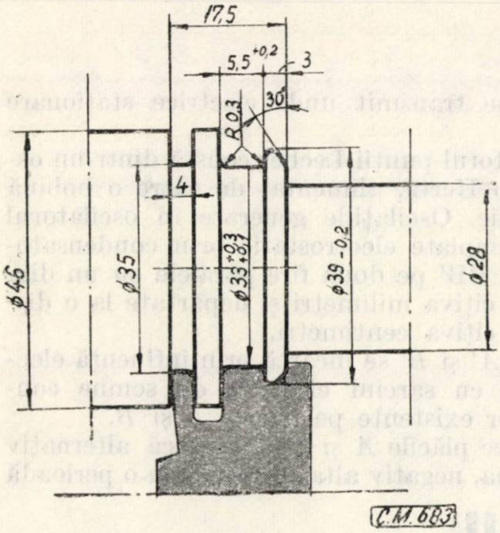


Fig. 9

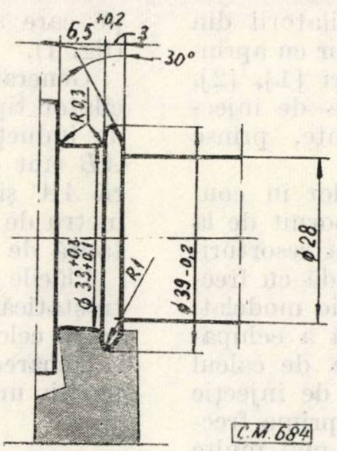


Fig. 10

Lucrarea a fost verificată în practica Uzinelor de autocamioane Braşov, după cum rezultă din exemplul de mai jos.

Exemplu practic. Cele expuse în lucrarea de faţă au fost aplicate unui reper de la Uzinele de autocamioane Braşov, care prezenta multe deficienţe în ceea ce priveşte uzinarea, după cum urmează:

La una dintre fazele unei operaţii de strunjire, şi anume la operaţia de strunjire pe strungul revolver cu axa turelei orizontală DRT 50, o parte din profilul piesei era preconizat să se execute cu un cuţit-disc profil (fig. 9).

Datorită vibraţiilor foarte puternice, mai ales la angajarea sculei în piesă, însoţite şi de erori de prelucrare nepermise la dimetrele $\varnothing\, 33^{+0,3}_{+0,1}$ şi $\varnothing\, 39-0,2$, s-a trecut la modificarea cuţitului-disc (fig. 10), crezîndu-se că lăţimea acestuia este cauza aşchierii cu trepidaţii şi poate şi cauza obţinerii erorilor de prelucrare. Dar nici cu aceste modificări în tehnologia şi la sculă situaţia nu s-a îmbunătăţit, măsura de ameliorare a fenomenelor negative descrise rămînînd în continuare modificarea ad-hoc, prin multe încercări, a parametrilor geometrici ai cuţitului-disc, ceea ce a afectat în rău productivitatea. Aceste deficienţe însă au dispărut cînd s-a utilizat un portcuţit-disc construit.

Datele care au stat la baza calculelor necesare proiectării portcuţitului-disc special sînt: $r = 23$, $r_1 = 16{,}5$, $R = 31$, $R_3 = 105$, $H = 5$. Aplicînd relaţiile respective, se obţine $\alpha = 9°20'$; $\varphi = 4°30'$.

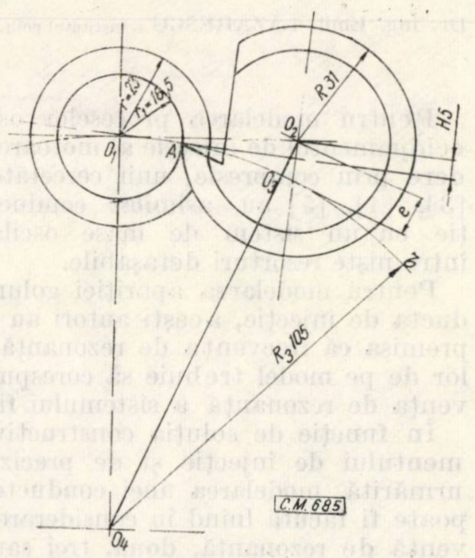


Fig. 11

Conform relaţiei (3) se obţine $e = 11{,}35$ şi se rotunjeşte $e = 11{,}5$. Aplicînd relaţia (15), se poate stabili cum variază supraînălţarea cînd se aşchiază chiar diametrul semifabricatului. Făcînd calculele se obţine $x = 19°30'$ şi $H_1 = 3{,}9$; $\omega_1 = 12°40'$; $\omega_2 = 9°$; $\mu = 3°40'$; $x + \mu = 23°10'$.

Conform relaţiei $\sin \alpha_1 = \dfrac{H_1}{R}$, se obţine $\alpha_1 = 7°5'$.

Deci iată că în condiţiile utilizării portcuţitului-disc de tip nou, atunci cînd cuţitul începe să aşchieze diametrul semifabricatului, unghiul de aşezare era de 7°5′. Cu un astfel de unghi de aşezare, aşchierea este posibilă în condiţii bune şi astfel se explică de ce acum trepidaţiile au dispărut.

Se subliniază faptul că porcuţitul-disc din desen a fost executat şi în prezent la reperul în cauză se lucrează cu el. Determinarea grafică a excentricităţii se poate vedea în figura 11.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bolez, E.*: Bazele generării suprafeţelor pe maşinile-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Sauer, L.*: Proiectarea sculelor, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

CZ 621.436.038 : 532.528

Contribuţii la studiul proceselor oscilatorii şi al cavitaţiei într-o conductă de injecţie a unui motor diesel pe o cale nouă—Modelarea analogică cu ajutorul undelor staţionare produse într-o punte Lecher

Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU – Institutul politehnic – Iaşi

Pentru modelarea proceselor oscilatorii din echipamentul de injecţie al motoarelor cu aprindere prin compresie, unii cercetători [1], [2], [3], [4], [5] au asimilat conducta de injecţie cu un sistem de mase oscilante, prinse între nişte resorturi detaşabile.

Pentru modelarea apariţiei golurilor în conducta de injecţie, aceşti autori au pornit de la premisa că frecvenţa de rezonanţă a resorturilor de pe model trebuie să corespundă cu frecvenţa de rezonanţă a sistemului fizic modelat.

În funcţie de soluţia constructivă a echipamentului de injecţie şi de precizia de calcul urmărită, modelarea unei conducte de injecţie poate fi făcută luînd în considerare prima frecvenţă de rezonanţă, două, trei sau mai multe frecvenţe de rezonanţă.

În lucrările susmenţionate [1], [2], [3], [4] s-a asimilat conducta de injecţie cu un oscilator simplu, în vederea concordanţei unei singure frecvenţe de rezonanţă între model şi sistemul fizic.

Volumul total al conductei de injecţie a fost împărţit în două părţi, care au fost afectate camerei supapei şi respectiv camerei injectorului.

Pentru a mări precizia de calcul, ulterior s-a substituit conducta de injecţie cu un sistem oscilant compus din două mase şi trei resorturi.

În cazul împărţirii conductei de injecţie în mai multe părţi, pentru determinarea mărimilor caracteristice oscilatorului de substituire, calculul devine destul de laborios şi extrem de complicat.

De asemenea nu s-a putut modela nici procesul formării bulelor de cavitaţie.

În prezenta lucrare, autorul va încerca să înlăture această carenţă.

De aceea se propune, în lucrare, utilizarea unui nou sistem de calcul analogic bazat pe o metodă denumită de noi ,,a undelor electrice staţionare produse într-o punte Lecher''.

Există o analogie între procesele oscilatorii ce se propagă prin liniile de transmisie electrice şi procesele oscilatorii dintr-o conductă de injecţie.

Un sistem alcătuit din două fire metalice paralele formează o punte electrică tip Lecher, pe care se transmit unde electrice staţionare (fig. 1).

Generatorul punţii Lecher constă dintr-un oscilator tip Hertz, alimentat de către o bobină de inducţie. Oscilaţiile generate în oscilatorul AB sînt cuplate electrostatic prin condensatorii AA' şi BB' pe două fire paralele cu un diametru de cîţiva milimetri şi depărtate la o distanţă de cîţiva centimetri.

Plăcile A' şi B' se încarcă prin influenţă electrostatică cu sarcini electrice de semne contrarii celor existente pe plăcile A şi B.

Deoarece plăcile A şi B se încarcă alternativ pozitiv una, negativ alta şi invers, cu o perioadă dată, acelaşi fenomen periodic se transmite prin plăcile A' şi B' la firele F şi F'.

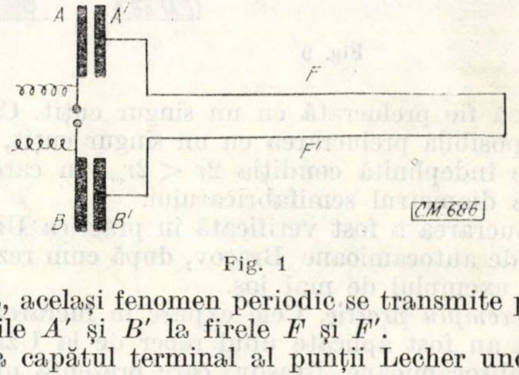


Fig. 1

La capătul terminal al punţii Lecher undele electrice şi magnetice se reflectă şi se întorc înapoi prin cele două fire, dînd naştere unor unde staţionare.

Un dipol electric acordat pe frecvenţa liniei electrice, sau chiar un simplu bec cu neon, căruia i s-au lipit două fire metalice scurte ce trebuie să vină în contact cu firele punţii, precizează punctele în care se produc nodurile şi ventrele de tensiune într-o punte Lecher.

Alteori, o punte cu un termocuplu legat la un galvanometru se plimbă de-a lungul liniei.

De cîte ori lungimea liniei este egală cu un număr întreg de $\frac{\lambda}{2}$, curentul în cuplul termicoelectric devine maxim (fig. 2).

În acest moment trecem printr-un nod de curent şi printr-un ventru de tensiune.

Circuitul electric analog unei conducte de injecţie este reprezentat, conform metodei de modelare propuse, cu ajutorul punţii Lecher în figura 3.

Asimilarea unei conducte de injecţie cu o punte tip Lecher alimentată de un singur oscilator Hertz s-a făcut în vederea concordanţei unei singure frecvenţe de rezonanţă între model şi sistemul fizic de modelat.

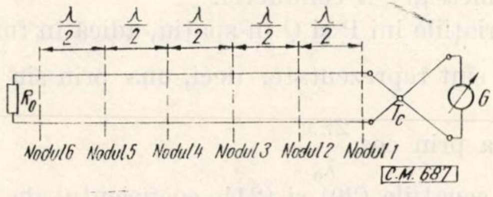


Fig. 2

Dacă neglijăm pierderile de energie, $R = O$ şi $G = 0$, şi notăm cu C_1 şi L_1 capacitatea şi selful pe unitate de lungime, se obţin pentru i şi u în funcţie de t şi x, ecuaţiile:

$$\frac{\partial i}{\partial x} = - C_1 \frac{\partial u}{\partial t} \tag{1}$$

şi

$$\frac{\partial u}{\partial x} = - L_1 \frac{\partial i}{\partial t}. \tag{2}$$

Diferenţiind în raport cu x şi t, se obţine:

$$\frac{\partial_i^2}{\partial x^2} = - \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial t} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = - L_1 \frac{\partial_i^2}{\partial x \cdot xt} \tag{3}$$

şi

$$\frac{\partial_i^2}{\partial x \cdot \partial t} = - C_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \cdot \partial t} = - L_1 \frac{\partial^2 t}{\partial t^2}. \tag{4}$$

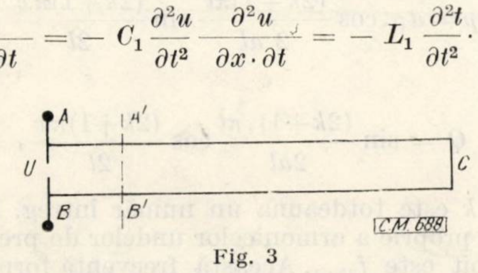


Fig. 3

Combinînd aceste ecuaţii, se obţine pentru i şi u două ecuaţii diferenţiale de ordinul doi (ecuaţiile de oscilaţie):

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = L_1 C_1 \frac{\partial^2 i}{\partial t^2} \text{ şi } \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = L_1 C_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \tag{5}$$

soluţia acestor ecuaţii trebuie să satisfacă condiţia ca la $x = 0$, $U = 0$ şi la $x = 1$, $i = 0$ (pentru oscilaţiile proprii ale punţii Lecher scurtcircuitate).

Unda staţionară cea mai simplă care satisface ecuaţiile de mai sus şi cele două condiţii este dată prin relaţiile:

$$i = \sin \frac{\pi t}{2l\sqrt{C_1 L_1}} \cos \frac{\pi x}{2l} \tag{6}$$

şi

$$u = - \sqrt{\frac{L_1}{C_1}} \cos \frac{\pi t}{2l\sqrt{L_1 C_1}} \sin \frac{\pi x}{2}. \tag{7}$$

Mărimea şi sensul coeficientului expresiei lui u sînt alese în aşa fel încît să fie satisfăcute condiţiile şi pentru u şi i. Mărimea $\sqrt{\frac{L_1}{C_1}}$ reprezintă impedanţa caracteristică a liniei.

Ecuaţiile (6) şi (7) arată că λ a celei mai mari unde staţionare în lungul sistemului Lecher scurtcircuitat la capăt este de patru ori mai mare decît „l". Variaţiile lui u şi i în funcţie de x sînt reprezentate, deci, unul prin $\cos \frac{2\pi x}{\lambda_1}$ şi altul prin $\sin \frac{2\pi x}{\lambda_1}$, aşa că:

$$\lambda_1 > 4l. \tag{8}$$

În ecuaţia (7), coeficientul de timp este pulsaţia $\omega = 2\pi f$ care, pentru frecvenţa f_1 a oscilaţiei proprii, este:

$$f_1 = \frac{1}{4l\sqrt{L_1 C_1}}. \tag{9}$$

Înmulţind (9) cu λ_1, se obţine:

$$f_1 \lambda_1 = v = \frac{1}{\sqrt{L_1 C_1}}, \tag{10}$$

care este viteza de propagare a undelor de-a lungul firelor. În afară de oscilaţiile fundamentale apar şi armonice, care satisfac ecuaţia (6), ca şi condiţiile pentru u şi i:

$$i = \sin \frac{(2k+1)\pi t}{2l\sqrt{L_1 C_1}} \cos \frac{(2k+1)\pi x}{2l}, \tag{11}$$

$$u = \sqrt{\frac{L_1}{C_1}} \cos \frac{(2k+1).\pi t}{2l\sqrt{L_1 C_1}} \sin \frac{(2k+1)\pi x}{2l}, \tag{12}$$

unde k este un număr întreg.

Frecvenţa proprie f_{2k+1} formează o serie armonică şi constituie multipli impari de f_1:

$$f_{2k+1} = \frac{2k+1}{4l\sqrt{L_1 C_1}} = (2k+1) f_1. \tag{13}$$

Lungimea de undă corespunzătoare este:

$$\lambda_{2k+1} = \frac{4l}{2k+1} = \frac{\lambda_1}{2k+1}. \tag{14}$$

Se vede că lungimea „l" a punţii Lecher este egală cu un număr impar de sferturi de lungimi de undă $\left(\frac{\lambda}{4}\right)$. În sistemele Lecher omogene se obţin numai armonice cunoscute, analoge cu acelea de la o coardă vibrantă.

Transpunerea din domeniul electric în domeniul mecano-hidraulic se face pe baza analogiilor ce există între ecuaţiile pentru u şi p şi respectiv pentru i şi Q.

Ecuaţiile diferenţiale simplificate ale curentului nestaţionar, care ne dau în fiecare moment presiunea şi debitul de combustibil ce variază în lungul conductei de injecţie, sînt următoarele :

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}=0 \qquad (15)$$

şi :

$$\frac{\partial Q}{\partial x}+\frac{1}{a^2\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial t}=0 \qquad (16)$$

sau :

$$\frac{\partial p}{\partial x}=-\rho\frac{\partial Q}{\partial t}\text{ şi }\frac{\partial Q}{\partial x}=-\frac{1}{a^2\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial t}. \qquad (17)$$

Aceste ecuaţii au fost deduse în ipoteza neglijării forţelor de frecare şi a greutăţii lichidului şi sînt valabile pentru combustibilii cu viscozitate redusă.

Prin integrarea celor două ecuaţii diferenţiale de mai sus, se vor obţine două funcţii care vor preciza presiunea şi debitul combustibilului în timp şi în spaţiu.

Diferenţiind aceste ecuaţii în raport cu x şi t şi combinînd ecuaţiile, se obţin pentru Q şi p două ecuaţii diferenţiale de ordinul doi :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=\frac{1}{a^2}\frac{\partial^2 Q}{\partial t^2}, \qquad (18)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=\frac{1}{a}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}. \qquad (19)$$

Dacă conducta de injecţie este închisă la cea de a doua extremitate, soluţia acestor ecuaţii trebuie să satisfacă condiţiile ca :

— la $x = 0$, $p = 0$,
— la $x = 1$, $Q = 0$.

Unda staţionară cea mai simplă (fundamentală), produsă şi care satisface condiţiile şi ecuaţiile de mai sus, este definită prin următoarele relaţii :

$$p=-ap\cos\frac{\pi t}{2al}\sin\frac{\pi x}{2l}. \qquad (20)$$

$$Q=\sin\frac{\pi t}{2al}\cos\frac{\pi x}{2l}, \qquad (21)$$

în care :

a reprezintă viteza sunetului (celeritatea) prin coloana de lichid din conducta de injecţie ;
$a\,\rho = Z_0$ — impedanţa caracteristică a conductei de injecţie ;
l = lungimea conductei.

Ecuaţiile de mai sus arată că lungimea de undă λ_0 a celei mai mari unde staţionare, de exemplu a undei fundamentale de presiune în lungul unei conducte de injecţie, închisă la unul din capete, este de patru ori mai mare decît lungimea „l" a conductei.

Variaţiile lui P şi Q în spaţiu, adică în funcţie de x, sînt reprezentate, deci, una prin sin $\frac{2\pi x}{\lambda_0}$ şi alta prin cos $\frac{2\pi x}{\lambda_0}$.

În ecuaţiile (20) şi (21), coeficientul de timp este reprezentat prin pulsaţia oscilaţiilor proprii ale coloanei de combustibil din conducta de injecţie, adică :

$$\omega=2\pi f\text{ şi }f=\frac{\omega}{2\pi}=\frac{1}{4la}. \qquad (22)$$

Înmulţind această ultimă ecuaţie cu λ_0, se obţine :

$$f_0\,\lambda_0=v=\frac{\lambda_0}{4al}, \qquad (23)$$

care este viteza de propagare a undelor de presiune şi debit de-a lungul conductei de injecţie

În afară de undele staţionare de presiune fundamentale, în conducta de injecţie mai apar şi armonice, care satisfac condiţiile şi ecuaţiile de mai sus şi care sînt definite prin următoarele relaţii :

$$p=a\rho.\cos\frac{(2k+1)\pi t}{2\,al}\sin\frac{(2k+1)\pi x}{2l} \qquad (24)$$

şi

$$Q=\sin\frac{(2k+1).\pi t}{2al}\cos\frac{(2k+1)\pi x}{2l}, \qquad (25)$$

unde k este totdeauna un număr întreg. Frecvenţa proprie a armonicelor undelor de presiune şi debit este f_{2k+1}. Această frecvenţă formează o serie armonică şi constituie multipli impari ai lui f_0 :

$$f_{2k+1}=\frac{2k+1}{4la\rho}=(2k+1)f_0\,. \qquad (26)$$

Lungimea de undă corespunzătoare este :

$$\lambda_{2k+1}=\frac{4l}{2k+1}=\frac{\lambda_0}{2k+1}. \qquad (27)$$

Se remarcă că lungimea „l" a conductei de injecţie este egală cu un număr impar de sferturi de lungimi de undă $\left(\frac{\lambda}{4}\right)$ şi presiunea de reglaj a acului a fost de 150 at.

Se constată o concordanţă deplină între rezultatele obţinute pe cale teoretică prin metoda modelării cu ajutorul punţii Lecher şi rezultatele căpătate de autor pe cale experimentală prin efectuarea de numeroase fotografii ale undelor staționare printr-o conductă de injecție transparentă, din plexiglas, ca în figura 4 (unda

Fig. 4

Fig. 5

Fig 6

fundamentală Ø = 25° ; n_p = 400 rot/min), în figura 5 (unda de cavitație Ø = 25° ; d = 6mm ; l = 40 mm ; n_p = 800 rot/min ; $\tau = 10^{-6}$ s) — motorină de tractor tip 5° — și figura 6 (conductă de injecție din plexiglas).

Concluzii

Din considerațiile teoretice și experimentale ale lucrării se desprind următoarele concluzii :

1. Se remarcă, din observarea fotografiilor obținute că, lungimea „l" a conductei de injecție este egală cu un număr impar de sferturi de lungimi de undă $\left(\frac{\lambda}{4}\right)$.

2. Metoda modelării prin puntea Lecher permite determinarea numărului și poziției nodurilor de presiune ale undelor staționare din conducta de înaltă presiune a sistemului de injecție.

3. Metoda modelării cu ajutorul punții Lecher permite calculul teoretic pentru frecvențele și lungimile de undă corespunzătoare, atît pentru undele fundamentale cît și pentru armonicile acestora.

4. Calculul se poate efectua de asemenea pentru diferite cazuri particulare și pentru diferite regimuri de funcționare ale echipamentului de injecție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vogel, W.* Die Nachahmung eines Diesel-Einspritzvorgangs auf einem elektronischen Anallogrechner. MTZ, HeftI, Ianuar, 1963, p. 707—717.

[2] *Melcher, K.* Elektronische Berechnung der Vorgänge in Einspritzsystemen von Dieselmotoren. MTZ, Heft, 8, August 1963, p. 277—284.

[3] *Teodorescu, L.* și *Ghețaru, Fl.* Modelarea proceselor din echipamentul de injecție al motoarelor diesel pe un calculator de tip analogic. Studii și cercetări de energetică și electrotehnică, tom XV, 1965, nr. 2, p. 423—436.

[4] *Teodorescu, L.* Contribuții la studiul dinamicii și pulverizării. Studiul influenței geometriei secțiunii de curgere la pulverizatorul injectorului. Teză de doctorat. Institutul politehnic București, 1967, p. 5—78.

[5] *Popov, M. V., Tătaru, N.* și *Băjenescu, M.* Calculatorul analogic neliniar Mecan. II. Studii și cercetări de energetică, seria A, nr. 2, 1963, p. 291.

CZ 669.71 : 621.941

Contribuții la stabilirea regimurilor și a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu

Ing. Nicolae OANCEA – Institutul politehnic – Galați
Ing. Alexandru EPUREANU – Institutul politehnic – Galați
Ing. Mihai TEODORESCU – Institutul politehnic – Galați
Ing. Emil ȚÂRU – Institutul politehnic – Galați

În ultimul timp, elaborarea și prelucrarea aliajelor de aluminiu au căpătat o dezvoltare largă în țara noastră, ceea ce impune determinarea condițiilor optime de prelucrare. Pe această linie [8], lucrarea de față își propune să stabilească regimurile și geometria sculei în vederea obținerii unei calități superioare a suprafețelor prelucrate.

În literatura de specialitate sînt prezentate indicații cu caracter general privind influența elementelor regimului de așchiere și a parametrilor geometrici ai sculei așchietoare asupra calității suprafeței la strunjirea unor aliaje de aluminiu [1, 2].

Elementele regimului de așchiere influențează asupra rugozității suprafeței atît prin urmele lăsate de sculă (influența avansului), cît mai ales prin modul cum are loc detașarea așchiei. Cu cît stratul așchiat suferă la transformarea lui în așchie o deformație plastică mai avansată, cu atît rugozitatea suprafeței și adîncimea stratului ecruisat sînt mai mari.

La viteze mici stratul de material așchiat suferă o deformație plastică mare, detașarea

Tabela 1

Nr. de ordine / Parametrul	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\varkappa^0$	60							30	45	70	90						90			
$\varkappa_1^0$	30							30			0	5	10	15	20	25				
α^0	6																			
γ^0	5	10	15	20	25	30	35	25												
R mm	1																0,5	1,0	1,5	2,0
λ^0	0																			

așchiei fiind însoțită de smulgeri, din care cauză suprafața prelucrată rezultă cu rugozitate mare. Apariția tăișului de depunere în această gamă de viteze provoacă o creștere suplimentară a rugozității suprafeței. În anumite condiții [1], depunerea pe tăiș poate provoca chiar o îmbunătățire a rugozității suprafeței, îmbunătățire ce se datorește faptului că tăișul de depunere retează vîrfurile asperităților generate de sculă. La viteze de așchiere mari (peste 300 m/min), depunerea de pe tăișul sculei dispare și pe suprafața prelucrată apare bine conturat profilul generat de tăișul sculei.

Avansul influențează rugozitatea suprafeței atît prin urmele lăsate de sculă cît și prin deformarea ce o suferă stratul așchiat la transformarea lui în așchie. Pentru aceeași viteză de așchiere, la avansuri mari, urmele lăsate de sculă reprezintă elementul principal care determină influența avansului asupra calității suprafeței. La avansuri mici, așchia este subțire, tasarea așchiei este pronunțată, iar influența avansului se manifestă mai ales prin fenomenele de frecare și smulgere ce apar în timpul detașării așchiei.

Adîncimea de așchiere influențează asupra calității suprafeței numai prin intermediul tasării așchiei care este mai mare la adîncimi de așchiere foarte mici [3, 4].

În ceea ce privește influența geometriei sculei așchietoare asupra calității suprafeței prelucrate, literatura de specialitate dă unele indicații. Influența unghiului de degajare γ se manifestă prin schimbarea condițiilor în care are loc transformarea materialului prelucrat în așchie. Creșterea unghiului de degajare duce la scăderea gradului de deformare și a coeficientului de tasare a așchiei și, prin urmare, la scăderea rugozității suprafeței.

Influența unghiului de atac principal se manifestă pe două căi, și anume creșterea sa duce pe de o parte la creșterea înălțimii urmelor teoretice iar pe de altă parte la micșorarea asperităților datorită micșorării coeficientului de tasare.

Condiții de experimentare. Pentru cercetarea influenței regimului de lucru și a geometriei sculei asupra calității suprafeței s-a folosit pentru experimentare aliajul ATSi5Cu5, STAS 201-59, curent utilizat la fabricarea pistoanelor pentru motoare cu ardere internă. Aliajul experimentat a avut următoarea compoziție chimică : Cu $= 5{,}7\,\%$; Mg $= 0{,}38\,\%$; Si $= 5{,}1\,\%$; Al — rest. Epruvetele pentru încercări au fost de formă tubulară cu diametrul exterior $= 100$ mm, diametrul interior $= 60$ mm, lungimea $= 200$ mm. Ele au fost obținute prin turnare în cochilii și îmbătrînite natural pînă la duritatea maximă HB$=$80. Experimentările au fost făcute pe strungul SN 400 folosind o gamă de regim cuprinsă între valorile $v = 50 \ldots 425$ m/min ; $s = 0{,}046 \ldots 0{,}812$ mm/rot ; $t = 0{,}1 \ldots 2$ mm. Scula utilizată a fost un cuțit de strung cu următoarea geometrie : $\gamma = 25°$; $\alpha = \alpha_1 = 8°$; $\varkappa = 90°$; $\varkappa_1 = 20°$; $\lambda = 0°$; $R = 1$ mm. Geometria indicată a servit pentru stabilirea regimului optim de așchiere.

Pentru studiul influenței geometriei sculei asupra rugozității suprafeței prelucrate s-au folosit scule cu geometria indicată în tabela 1.

În toate experimentările s-a folosit cuțit de strung armat cu plăcuță K 20.

Aprecierea rugozității suprafeței s-a făcut după criteriul rugozității medii R_z, STAS 5730-57.

Stabilirea regimului optim de lucru. În figura 1 se prezintă variația rugozității cu viteza de așchiere obținută în condițiile : $t = 1$ mm ;

$s = 0{,}3$ mm. Din analiza acestor rezultate s-a putut constata că la viteze de aşchiere mici, sub 150 m/min, rugozitatea este mare şi scade cu creşterea vitezei de aşchiere pînă la o anumită limită (circa 300 m/min), de la care rămîne constantă.

Urmărind legătura dintre viteza de aşchiere, luciul suprafeţei şi temperatura medie din zona de aşchiere indicată de tensiunea termoelectrică a termocuplului natural format de plăcuţa de carbură metalică K 20 a sculei şi materialul prelucrat, s-a constatat că la viteze mai mari de 300 m/min apare un luciu al suprafeţei prelucrate, iar tensiunea termoelectrică măsurată atinge o valoare maximă care se menţine apoi constată. Acelaşi maxim al tensiunii termoelectrice s-a obţinut şi în cazul modificării în limite foarte largi a celorlalte elemente ale regimului de aşchiere.

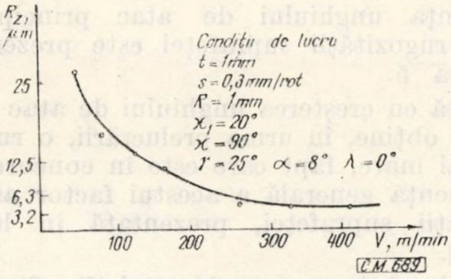


Fig. 1

Apariţia luciului suprafeţei şi limitarea creşterii tensiunii termoelectrice a termocuplului carbură-aliaj prelucrat au condus la ipoteza că în timpul aşchierii la viteze peste 300m/min, pentru aliajul studiat, se atinge o temperaură foarte apropiată de temperatura de topire. În aceste condiţii, materialul de prelucrat este adus în stare plastică avansată într-un strat foarte subţire la limita dintre sculă, aşchie şi piesă, din care cauză suprafaţa a rezultat lucioasă şi cu o rugozitate longitudinală aşa de scăzută încît practic nu a putut fi observată la microscop, chiar la o mărire corespunzătoare clasei a 12-a de calitate a suprafeţei.

Măsurînd tensiunea termoelectrică a termocuplului format de carbura metalică şi aliajul ATSi5Cu5 în stare topită, s-a găsit o valoare a tensiunii termoelectrice egală cu valoarea maximă obţinută în timpul aşchierii, ceea ce vine în sprijinul ipotezei făcute.

De asemenea, la viteze de aşchiere foarte mari, pînă la 1 800m/min, s-a observat că pe suprafaţa de aşezare apare o curgere de material (fig. 2), care conduce la ipoteza că în acest caz cantitatea de material adus în stare plastică avansată este aşa de mare încît curge pe faţa de aşezare a sculei.

În figura 3 se prezintă dependenţa rugozităţii cu avansul pentru diferite viteze de aşchiere. Pentru valorile mici ale avansului se observă că, în general, la viteze de aşchiere reduse (sub 100 m/min), creşterea rugozităţii cu avansul este mult mai mare decît în cazul strunjirii cu viteze mai mari.

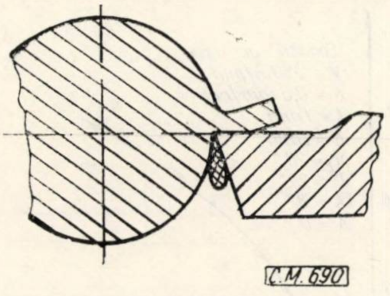


Fig. 2

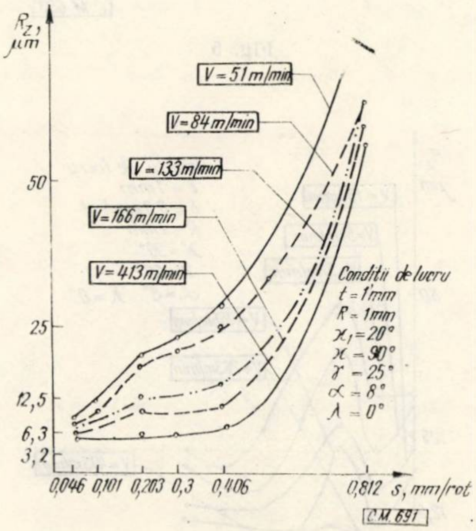


Fig. 3

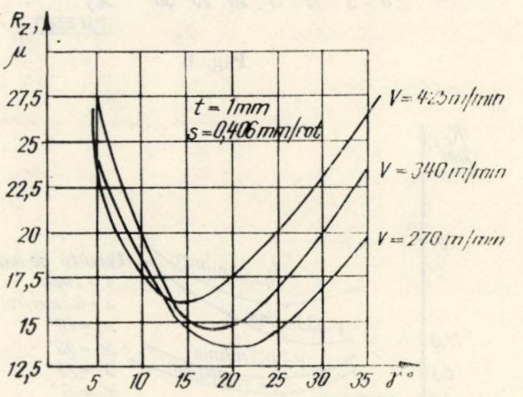


Fig. 4

De asemenea, se constată că influenţa avansului în domeniul cuprins între 0,046 şi

0,406 mm/rot este foarte mică. Explicaţia trebuie căutată în modul diferit de formare a microasperităţilor. Astfel, la avansuri mici asperităţile apar în principal ca urmare a deformaţiilor plastice mari pe care le suferă materialul la trecerea lui în aşchie, în timp ce la avansuri mari asperităţile apar mai ales datorită urmelor lăsate de sculă.

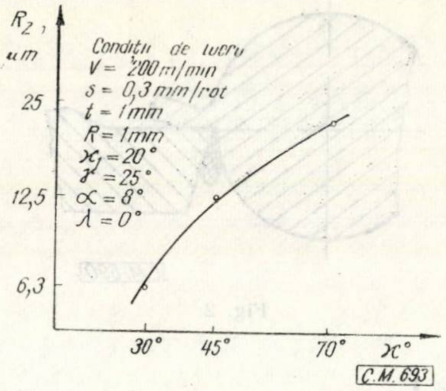


Fig. 5

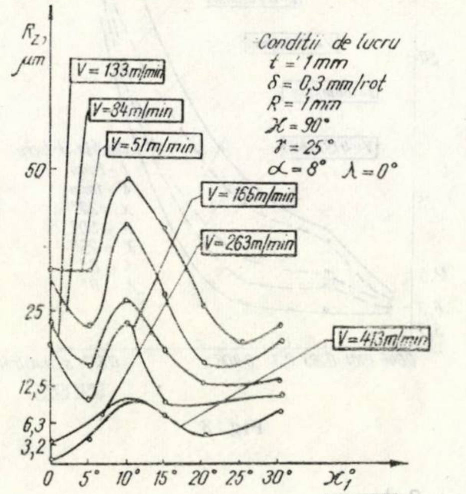


Fig. 6

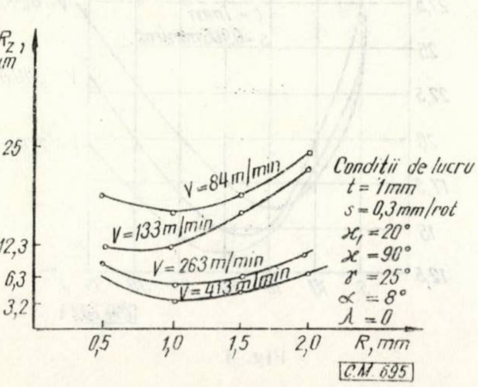


Fig. 7

În urma experimentărilor făcute a rezultat că adîncimea de aşchiere, în domeniul luat în considerare ($t = 0{,}1...2{,}0$ mm), nu are o influenţă comparabilă cu a celorlalte elemente ale regimului de aşchiere (v, s), neinfluenţînd sensibil asupra calităţii suprafeţei.

Stabilirea geometriei optime. Pentru a studia influenţa unghiului de degajare asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate, s-au păstrat constanţi ceilalţi parametri, iar acesta a fost variat între 5 şi 35°, conform tabelei 1.

În figura 4 se arată influenţa unghiului de degajare asupra rugozităţii pentru un domeniu de viteze mai mare de 250 m/min, aceasta deoarece în această zonă influenţa vitezei asupra rugozităţii este neglijabilă — după cum a reieşit din figura 1. Din diagramă rezultă că rugozitatea prezintă un minim pentru unghiurile de degajare cuprinse între 10 şi 20°.

Infuenţa unghiului de atac principal x asupra rugozităţii suprafeţei este prezentată în figura 5.

O dată cu creşterea unghiului de atac principal se obţine, în urma prelucrării, o rugozitate mai mare, fapt care este în concordanţă cu influenţa generală a acestui factor asupra rugozităţii suprafeţei, prezentată în literatură [7].

Curbele obţinute experimental (fig. 6) arată influenţa unghiului de atac secundar x_1 asupra rugozităţii suprafeţei. Pentru valori mici ale acestuia, rugozitatea suprafeţei este mică datorită faptului că tăişul secundar îndepărtează vîrfurile urmelor lăsate de sculă.

După cum se poate remarca din figura 7, influenţa razei la vîrf a sculei asupra rugozităţii suprafeţei prelucrate cu diferite viteze de aşchiere se prezintă sub forma unor curbe cu un minim puţin pronunţat pentru valoarea razei $R \approx 1$ mm. De asemenea se observă că influenţa razei la vîrf este mai importantă la viteze mai mici de aşchiere, în general sub 200 m/min.

Concluzii. Din analiza tuturor rezultatelor prezentate în lucrare se pot desprinde o serie de concluzii.

Deoarece la prelucrarea aliajului de aluminiu experimentat rugozitatea devine minimă la viteze de peste 300 m/min, de la care şi influenţa vitezei asupra rugozităţii este mică, se recomandă să se lucreze cu valori ale vitezei superioare acestei limite.

În cazul lucrului cu viteze de aşchiere recomandate, se poate mări avansul pînă la 0,4 mm/rot fără ca acest lucru să înrăutăţească sensibil calitatea suprafeţei.

Utilizarea unor avansuri mai mari de 0,4 mm/rot este posibilă numai dacă unghiul de atac secundar nu depăşeşte 2° şi dacă stabilitatea la vibrații a sistemului tehnologic este suficientă. Lucrul în aceste condiții asigură, pe lîngă o calitate superioară a suprafeței prelucrate, o productivitate ridicată a operației.

În privința geometriei sculei se recomandă următoarele: unghiul de degajare $\gamma = 10 .... 25°$; unghiul de atac principal $x = 30°$; unghiul de atac secundar $x_1 = 2°$; raza la vîrf $R = 1$ mm.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Livșiț, V. B.* Vlianie narosta na rezțe na kacestvo poverhnosti aliuminievîh splavov. În : Stanki i instrument 31, nr. 11, nov 1960, p. 28–29.

[2] *Kardos, A.* Drehen von Aluminiumlegierungen Beziehung zwischen Schnittemperatur und Standzeit. În : Technische Rundschau 57, nr. 6, 1965, p. 9–11.

[3] *Lăzărescu, D. I.* Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor. București, Editura didactică și pedagigică, 1964.

[4] *Enache, Șt.* Calitatea suprafețelor prelucrate. București, Editura tehnică, 1966.

[5] *Popov, M., Mitrică, I.* și *Deciu, E. D.* Aspecte ale cercetării științifice în domeniul așchierii metalelor în R.P.R. În : Metalurgia și construcția de mașini 11, nr. 10, oct 1959, p. 875–877.

[6] *Popov, M.* ș.a. Despre regimul optim de așchiere cu cuțite de strung armate cu plăcuțe din carburi metalice. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată 8, nr. 3, 1957, p. 915.

[7] *Popov, M., Mitrică, I.* și *Deciu, E. D.* Asupra regimurilor optime la așchierea cu cuțite de strung armate cu plăcuțe mineralo-ceramice și din carburi metalice. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată 10, nr. 1, 1959, p. 219.

[8] *Țâru, E.* și *Andronic, C.* Contribuții la dinamica așchierii prin strunjire a aliajelor de aluminiu românești. În : Construcția de Mașini 20, nr. 8, aug 1968, p. 489–491.

CZ 621.921

Cercetări privind factorii de dependență ai durității corpurilor abrazive

Dr. ing. Gheorghe SECARĂ – Institutul politehnic – Brașov

Cercetările efectuate de autor în legătură cu duritatea corpurilor abrazive au arătat că aceasta depinde de numeroși factori, fiecare influențînd într-o anumită direcție. Printre aceștia s-a constatat că un rol important îl joacă : cantitatea de liant, mărimea granulelor abrazive, forța aplicată la presare, structura, calitatea liantului și natura materialului abraziv.

În cadrul lucrării, experiențele pentru deducerea dependențelor între parametrii enunțați s-au făcut cu aparatul conceput de Crișan S. și col. [1], conform căruia măsura durității corpurilor abrazive este lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule.

Influența cantității de liant asupra durității corpurilor abrazive. După cum este cunoscut, din punct de vedere constructiv, sculele abrazive sînt corpuri mai mult sau mai puțin rigide, de forme și dimensiuni diferite, compuse din granule abrazive legate între ele cu ajutorul unui liant. Spațiile dintre acestea sînt numite de regulă pori. Pentru exemplificare, în figura 1 se prezintă schematic elementele componente ale acestor corpuri.

Volumul ocupat de aceste corpuri este dat de suma volumelor parțiale ale elementelor componente, adică :

$$V_s = V_a + V_1 + V_p = 100\,\%. \quad (1)$$

Legea după care o granulă este ținută în corp de două sau mai multe punți de legătură nu este încă cunoscută, la fel cum nu este cunoscută nici poziția acestora față de granula însăși. În ceea ce privește însă dimensiunile punților de legătură, se poate constata ușor că acestea sînt o funcție a cantității de liant pe granulă. La o mărire a acesteia se măresc și dimensiunile punților, ceea ce atrage după sine și mărirea forțelor necesare pentru scoaterea din corp a granulei.

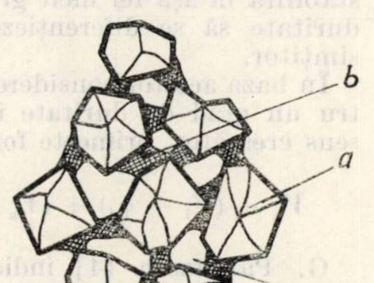


Fig. 1. Reprezentarea schematică a alcătuirii unui corp abraziv : *a* – granulă abrazivă ; *b* – punte de legătura din liant *c* – por.

Pentru a ne convinge de aceasta, în continuare se analizează cîteva situații.

Pentru aceeași granulație, aceeași cantitate și calitate de liant, secțiunea transversală a punților de legătură a două corpuri abrazive diferite (fig. 2, *a*) este aceeași, deoarece distanțele dintre granule și implicit lungimile punților rămîn constante. De aici rezultă că forța necesară pentru scoaterea granulelor este constantă, ca atare și duritatea este aceeași. Dacă însă numai cantitatea liantului se schimbă, se schimbă și forța de scoatere, implicit duritatea.

La o cotă crescîndă a liantului, pentru o mărime și densitate identică a granulelor, se mărește secţiunea transversală a punţilor de legătură (fig. 2, b), deoarece distanţele dintre granule şi implicit lungimile punţilor rămîn constante. În acest caz, forţele de scoatere a granulelor pentru cele două cazuri vor fi diferite, de unde rezultă şi durităţi diferite.

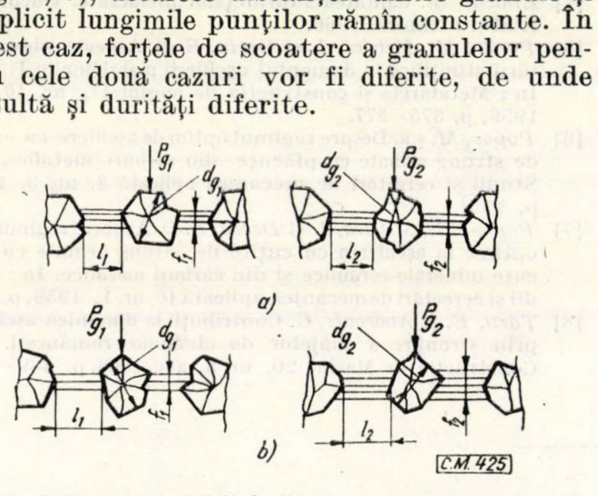


Fig. 2. Influenţa cantităţii de liant asupra forţei de legare:
a – cota de liant constant; $dg_1 = dg_2$; $l_1 = l_2$; $f_1 = f_2$; $Pg_1 = Pg_2$;
b – cota de liant variabil: $d_{g_1} = d_{g_2}$; $f_1 \neq f_2$; $l_1=l_2$; $P_{g_1} = P_{g_2}$.

Din cele de mai sus se vede că elementul care hotărește în prima instanță duritatea corpului abraziv este cantitatea de liant pe granulă sau cota procentuală de liant pe întregul corp. Cu cît aceasta reprezintă un procentaj mai ridicat, cu atît corpul abraziv este considerat mai dur.

Dacă se ia în considerare numai acest parametru, trecerea de la un grad de duritate la altul imediat următor se poate face prin majorarea cantităţii de liant cu o anumită valoare φ_d, stabilită în aşa fel încît gradele individuale de duritate să se diferenţieze între ele în mod simţitor.

În baza acestor considerente, ecuaţia (1) pentru un grad de duritate imediat următor, în sens crescător, primeşte forma:

$$V_a + (V_1 + \varphi_d) + (V_p - \varphi_d) = 100\%. \qquad (2)$$

G. Pahlitzsch [4] indică pentru corpurile abrazive presate un salt de $\varphi_d = 0{,}4$, iar pentru cele turnate $\varphi_d = 0.8$. V.N. Ljubomudrov [3] indică din contra un salt marcat în U.R.S.S. de $\varphi_d = 1{,}5$. Alţi autori indică valori intermediare.

În cazul prezentei cercetări se admite raţia mai mult folosită, $\varphi_d = 1{,}5$, considerată suficientă pentru a face ca, în condiţii normale, două grade de duritate vecine să se diferenţieze esenţial.

Pe baza acestor date, ţinînd seamă şi de valoarea raţiei φ_d şi a indicelui de duritate I_d, relaţia teoretică după care poate fi calculată cota de participare volumetrică a porilor pentru orice grad de duritate este:

$$V_{pI_d} = (V_{p0} - \varphi_d \cdot I_d), \qquad (3)$$

în care V_{p0} este valoarea participării volumetrice a porilor pentru duritatea cea mai mică, adică pentru $I_d = 0$.

Diferiţi autori [3], [5], [6], [7] dau şi unele indicaţii privitoare la cotele procentuale ale granulelor şi lianţilor din corpurile abrazive.

În tabela 1 sînt concretizate, pe baza mai multor serii de experienţe, valorile cotelor de participare volumetrică a porilor în dependenţă de duritate, la care raţia $\varphi_d = 1{,}5$.

Conform acestor date, indicelui de duritate $I_d = 1$ îi corespunde un volum al porilor $V_{p1} = 49{,}5$.

Pentru indicele I_{d0}, care nu este cuprins în tabelă, valoarea porilor V_{p0}, la aceeaşi raţie $\varphi_d = 1{,}5$, devine:

$$V_{p0} = V_{p1} + \varphi_d = 49{,}5 + 1{,}5 = 51.$$

Înlocuind în formula (3) valorile lui φ_d şi V_{p0}, se obţine relaţia numerică de calcul pentru cota de pori în funcţie de indicele de duritate dorit

$$V_{pI_d} = (51 - 1{,}5\, I_d). \qquad (4)$$

Dacă raţia φ_d primeşte o altă valoare decît $\varphi_d = 1{,}5$, relaţia dedusă pentru calculul cotei de pori (4) îşi modifică parametrii numerici, iar valorile cuprinse în tabela 1 se ordonează într-un fel nou. Legea pusă însă în evidenţă rămîne aceeaşi.

Influenţa mărimii granulelor asupra durităţii corpurilor abrazive. Un element care influenţează, şi se poate spune, hotărîtor, forţa de legare dintre granule este mărimea acestor granule. În acest sens, dacă se presupune că cota de liant pe granulă este aproximativ proporţională cu mărimea suprafeţei acesteia (fig. 3), granulele mai mici, care sînt în acelaşi timp foarte multe la număr, sînt menţinute de către punţi de legătură cu secţiunea transversală mai mică, în comparaţie cu cele mari care sînt mai puţine. Cota de liant în primul caz este repartizată la un număr mare de granule mici, iar în al doilea caz la un număr relativ mic de granule mari. Forţa de legare a granulelor care rezultă va fi deci variabilă, crescînd o dată cu creşterea acestora.

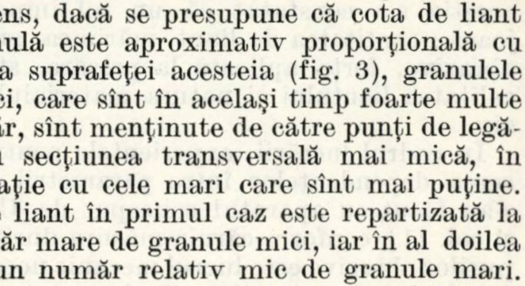


Fig. 3. Dependenţa cantităţii de liant pe granulă de mărimea granulei:
$dg_1 \neq dg_2$; $l_1 = l_2$; $f_1 \neq f_2$; $Pg_1 \neq Pg_2$.

Cercetările efectuate de J. Peklenik [2] pe granulaţii diferite au arătat că forţa de legare dintre granule creşte o dată cu creşterea mărimii granulelor, ceea ce confirmă presupunerea anterioară. Rezultatul acestor cercetări este arătat în figura 4.

La același rezultat s-a ajuns și în lucrarea [8], unde lucrul mecanic necesar pentru desprindere crește cu creșterea mărimii granulelor, așa cum se vede în figura 5.

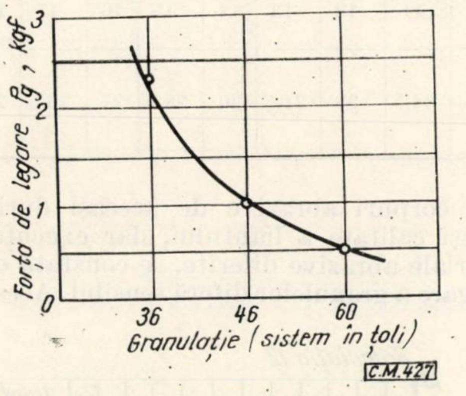


Fig. 4. Influența mărimii granulelor asupra forței de legare (după Peklenik).

Cercetările efectuate de autor pe corpuri abrazive de diferite durități și granulații au arătat că lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unor granule crește cu creșterea mărimii granulelor și în același timp cu creșterea durității.

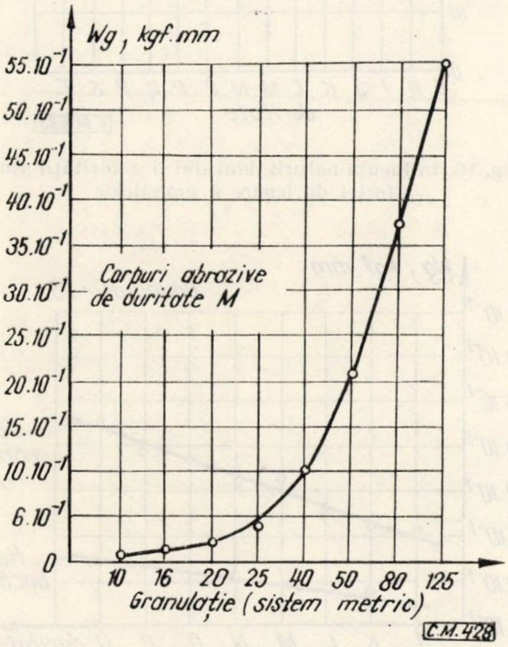


Fig. 5. Influența lucrului mecanic consumat pentru desprinderea unei granule în funcție de granulație.

Rezultatele acestor cercetări sînt concretizate în diagramele din figurile 6 și 7.

Influența structurii asupra durității corpurilor abrazive. Cercetările efectuate au arătat că o oarecare influență asupra forțelor de legare a granulelor are și structura corpurilor abrazive. Explicația acestui fapt constă în următoarele :

După cum se știe, structura este determinată de către combinarea celor două elemente, cota procentuală a granulelor și a liantului. În cazul unei structuri largi, crește lungimea punților de legătură, căci cota granulelor se micșorează. Cotele de liant majorate se pare că sînt folosite pentru prelungirea punților, astfel ca secțiunea punții să rămînă constantă. În figura 8 se prezintă schematic acest lucru.

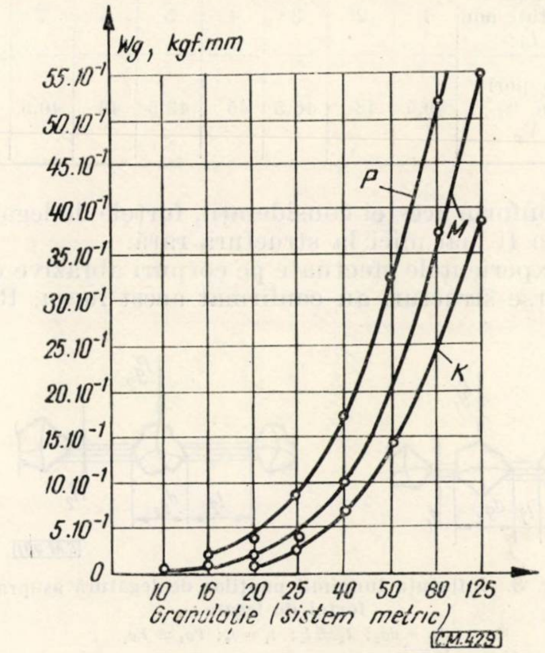


Fig. 6. Lucrul mecanic consumat pentru desprinderea unei granule în funcție de granulație. Corpuri abrazive de duritate K, M, P.

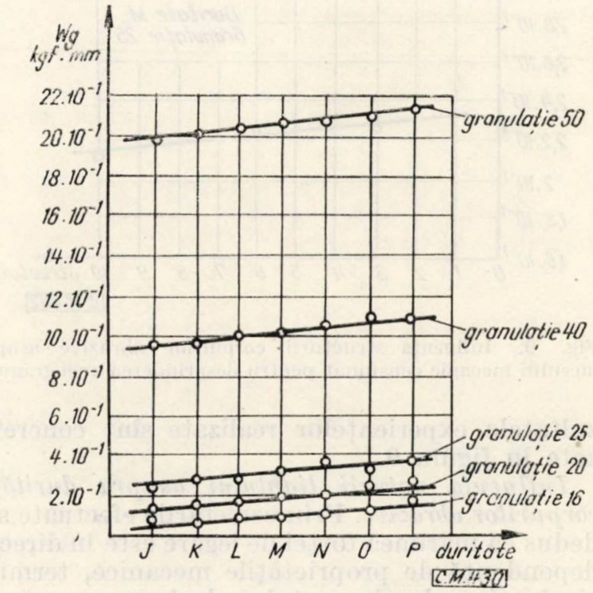


Fig. 7. Dependența lucrului mecanic consumat pentru desprinderea unei granule de duritate și granulație.

Tabela 1

Duritatea după scara Norton	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	X
Inidcele de duritate nou I_d	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Cota pori în % V_p	49,5	48	46,5	45	43,5	42	40,5	39	37,5	36	34,5	33	31,5	30	28,5	27	25,5	24	22,5

Conform acestei considerații, forțele de legare par a fi mai mici la structura rară.

Experiențele efectuate pe corpuri abrazive de diverse structuri au confirmat acest lucru. Rezultatele experiențelor realizate sînt concretizate în figura 9.

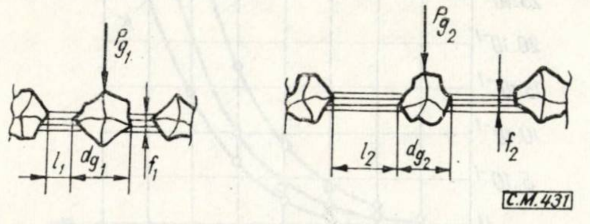


Fig. 8. Influența lungimii punților de legătură asupra forței de legare : $d_{g_1} = d_{g_2}$; $l_1 \neq l_2$; $f_1 = f_2$; $P_{g_1} \neq P_{g_2}$. $l_1 \neq l_2$

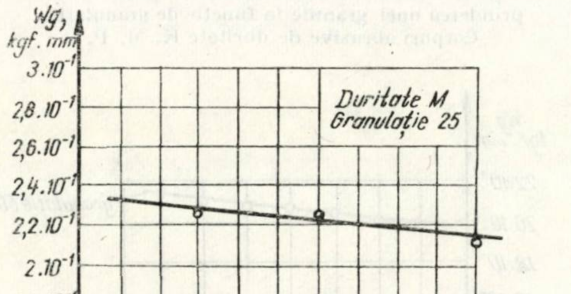


Fig. 9. Influența structurii corpurilor abrazive asupra lucrului mecanic consumat pentru desprinderea unei granule.

Influența naturii liantului asupra durității corpurilor abrazive. Prin cercetările efectuate s-a dedus că mărimea forței de legare este în directă dependență de proprietățile mecanice, termice și chimice ale elementului de legare.

Unele din rezultatele acestor cercetări sînt arătate în figurile 10 și 11, de unde se poate vedea că o dată cu schimbarea liantului, pentru aceeași granulație, se schimbă și valoarea forței de legare pe granulă (fig.10) sau lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule (fig. 11).

Influența naturii materialului abraziv asupra durității corpurilor abrazive. Dacă se compară două corpuri abrazive de aceeași duritate și aceeași calitate a liantului, dar executate din materiale abrazive diferite, se constată că forța de legare a granulelor diferă sensibil. Acest lucru se datorește în principal modului de reacționare a liantului față de compoziția chimică a materialului abraziv.

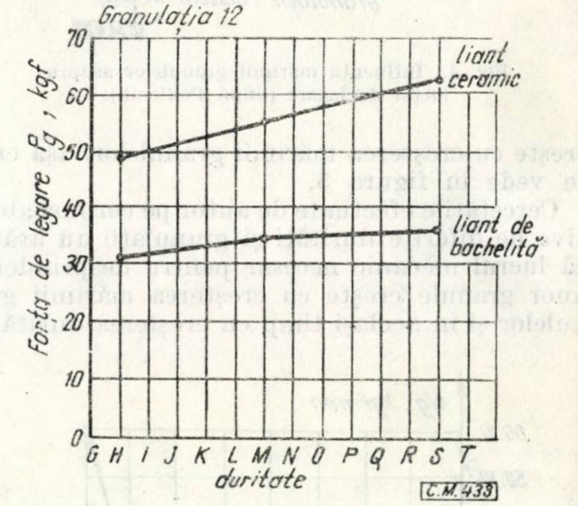


Fig. 10. Influența naturii liantului și a durității asupra forței de legare a granulelor

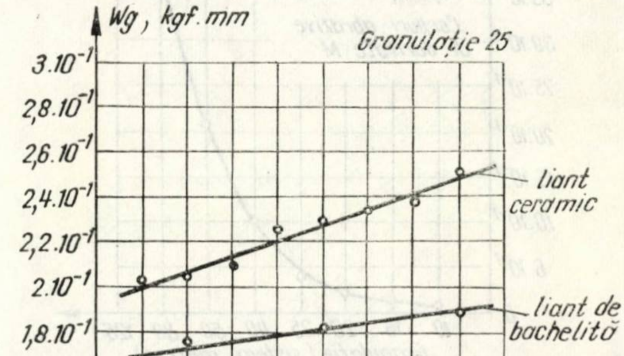


Fig. 11. Influența naturii liantului și a durității asupra lucrului mecanic consumat pentru desprinderea unei granule.

Fenomenul amintit iese în evidență cu pregnanță dacă se analizează din acest punct de vedere două corpuri abrazive, primul executat din electrocorindon, iar al doilea din carbură de siliciu, liantul folosit pentru ambele fiind cel ceramic.

Din experiențele efectuate s-a constatat că, pentru primul corp abraziv, lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule (fig. 12), comparativ cu al doilea, este mult mai mare, cauza fiind absența unei legături superficiale chimice active între granulele carburii de siliciu și liant.

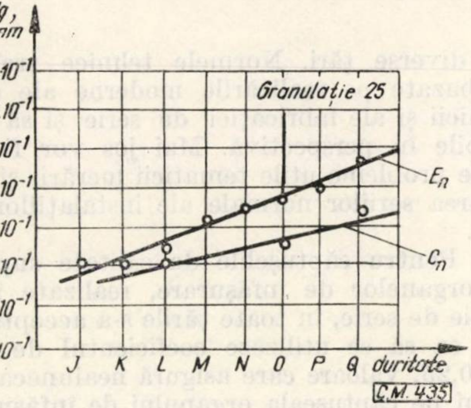


Fig. 12. Influența naturii materialului abraziv asupra lucrului mecanic consumat pentru desprinderea unei granule.

Concluzii. Din cercetările și experiențele efectuate în legătură cu factorii de care depinde duritatea corpurilor abrazive se desprind următoarele :

1. Ca însușire fizică, duritatea corpurilor abrazive este un parametru care depinde în același timp de cota de participare volumetrică a liantului, mărimea granulelor abrazive, natura liantului, structura și natura materialului abraziv.

2. Primul element și cel mai important de care depinde duritatea corpurilor abrazive este cota de participare volumetrică a liantului. În funcție de acest parametru, corpurile abrazive pot primi toate gradele de duritate posibile. Dependența care există între cantitatea de liant și duritate arată că, o dată cu creșterea primului element, crește și al doilea.

Legea după care cu creșterea cantității de liant crește și duritatea este o linie dreaptă. Panta acestei drepte este o funcție a mărimii saltului prin care se diferențiază, din punctul de vedere al durității, două corpuri abrazive vecine.

Pentru toate cazurile, măsura durității poate fi, în același timp și cu aceleași rezultate, forța necesară pentru desprinderea unei granule, lucrul mecanic consumat pentru desprinderea acestora sau porozitatea.

3. O dată cu creșterea mărimii granulelor, pentru același grad de duritate, lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule crește. De la granulație la granulație scara lucrului mecanic necesar pentru desprinderea granulelor în funcție de duritate este alta. Saltul ce marchează creșterea lucrului mecanic nu este constant, ci crescător. Legea după care se realizează această creștere este o parabolă.

Din cele de pînă acum rezultă că, pentru o apreciere corectă a durității corpurilor abrazive în funcție de granulație, trebuie ca aceasta să se facă după scări diferite, deduse în mod particular pentru fiecare granulație.

4. Lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule, din corpuri abrazive de aceeași duritate și granulație, scade cu creșterea indicelui de structură.

5. O dată cu schimbarea calității liantului, se schimbă și lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule. Sensul schimbării este totdeauna în directă dependență de proprietățile mecanice și termice ale liantului folosit. Cu cît proprietățile liantului sînt mai ridicate, cu atît și lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule (la aceeași cantitate de liant, aceeași mărime de granulă și aceeași structură) este mai mare.

6. Pentru materiale abrazive diferite, lucrul mecanic necesar pentru desprinderea unei granule este diferit. Elementul care face să se obțină valori diferite este modul diferit de reacționare a granulelor cu liantul.

7. Indiferent de parametrul luat drept măsură a durității, aprecierea durității corpurilor abrazive nu se poate face după o singură scară, așa-zisă universală.

8. Scările folosite la aprecierea durității corpurilor abrazive sînt cele obținute prin combinarea parametrilor mai sus cercetați.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, S.*, *Secară, Gh.* și *Boncoi, Gh.* Metodă de determinare a durității dinamice a corpurilor abrazive. Invenție R.S.R. 50967.

[2] *Peklenik, J.* Untersuchung der Härte von Schleifkörpern. Industrie Anzeiger 82, nr. 28, 1960, p. 431—437.

[3] *Ljubomudrov, V. N.* Abrazivnîi instrumenti i ih izgotovlenii. Moscova, Mașghiz, 1953.

[4] *Pahlitzsch, G.* Vergleichende Prüfung von Schleifkörpern. Schleif-Polier und Oberflächentechnik, nr. 6, 1943.

[5] *Maslov, E. N.* Bazele teoretice ale rectificării metalelor. București, Editura tehnică, 1953.

[6] *Filonenko, N. E.* și *Lavnov, J. V.* Petrografia îscustvenîh abrazivnîh matenlov. Moscova, Mașghiz, 1958.

[7] *Pahlitzsch, G.* și *Hemerdig, H.* Bestimmung und Bedeutung der Spandicke beim Schleifen. Werkstattstechnik 43, p. 397.

[8] *Crișan S.*, *Secară, Gh.* și *Boncoi, Gh.* Cercetarea durității corpurilor abrazive. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1967.

CZ 621.86/.87–83

Principii şi criterii privind elaborarea seriilor normale de instalaţii de ridicat acţionate electric

Dr. ing. Petre Constantin ŢEPELUŞ – Institutul de petrol, gaze şi geologie – Bucureşti

Dintre instalaţiile de ridicat, vor face obiectul preocupărilor din prezenta lucrare, îndeosebi, următoarele : ascensoare din clădiri, maşinile de extracţie miniere, sistemul de manevră al instalaţiei de foraj. Instalaţia de ridicat, în conformitate cu concepţiile ştiinţifice moderne, s-a considerat un sistem electromecanic elastic, partea mecanică şi cea electrică constituind un tot unitar [1], [2], [3]. În lucrare se expun considerente teoretice şi tehnice, principii şi criterii mai importante, completate cu exemplificări concrete din cercetările efectuate, necesare în elaborarea seriilor normale ale instalaţiilor susmenţionate.

1. *Considerente generale.* Serii normale pot fi elaborate pentru fiecare tip constructiv de bază, de ascensor, de maşină de extracţie (monocablu sau multicablu) sau de sistem de manevră. Important este însă ca seria să fie elaborată pentru acel tip de maşină şi sistem al ei de acţionare electric reglabil, care să fie modern şi de perspectivă. Astfel, aşa cum a rezultat din lucrările [1], [4], [5], tipul optim de instalaţie de extracţie este acela cînd ea este formată din două maşini de extracţie multicablu cu un vas de capacitate normală*, acţionate cu motoare de curent continuu, alimentate prin convertizoare de curent statice, în puţurile oarbe instalaţia trebuind să fie echipată, de regulă, cu colivii [1], [4], [5]. Aceeaşi soluţie este valabilă şi pentru ascensoarele din clădiri, numai că numărul de maşini se iau după necesităţi. Totodată, pentru elaborarea seriei normale de instalaţii de extracţie este indicată specializarea lor la minele deschise prin puţuri verticale, şi anume ca utilul şi sterilul (marea majoritate) să fie evacuate prin intermediul instalaţiilor cu schipuri, iar celelalte operaţii să fie efectuate de cele echipate cu colivii [1], [6]. La instalaţiile de foraj acţionate electric sînt indicate sistemele de manevră moderne la care troliul să fie aşezat la nivelul solului [3], [25].

După cum este cunoscut, în elaborarea relaţiilor matematice şi a metodologiei pentru calculul parametrilor respectivi, necesare pentru elaborarea seriei normale respective, trebuie ţinut seamă de : normele tehnice moderne, de normele NTS actuale şi de experienţa acumulată în acest domeniu de firmele exportatoare din diverse ţări. Normele tehnice trebuie să fie bazate pe realizările moderne ale ştiinţei, tehnicii şi ale fabricaţiei de serie şi să fie utilizabile în perspectivă. Mai jos vor fi redate unele probleme utile tematicii lucrării şi în elaborarea seriilor normale ale instalaţiilor analizate.

a) Pentru căptuşelile de calitate superioară ale organelor de înfăşurare, realizate în producţie de serie, în toate ţările s-a acceptat unanim ca să se utilizeze coeficientul de frecare $f = 0{,}25$, valoare care asigură nealunecarea cablului pe căptuşeala organului de înfăşurare al instalaţiei de extracţie multicablu pentru înălţimi mai mari de 700–900 m.

b) Valoarea vitezei maxime recomandate de majoritatea firmelor constructoare [1], [4], [5], [6], [7], pentru instalaţiile de extracţie miniere cu schipuri care transportă sarcini la 1 000 de metri, variază între 11 şi 13 m/s. Această valoare este determinată de posibilităţile de prelucrare a eforturilor dinamice de către turnul de de extracţie, de construcţia puţurilor, de dinamica cablului de extracţie şi altele. În cazul instalaţiilor cu colivii, NTS limitează valoarea vitezei maxime de transport al personalului la 12 m/s, a acceleraţiei la 0,75 m/s^2 şi a şocului sub 4 m/s^3.

Pentru instalaţia de foraj, normele CAER prevăd o viteză minimă de ridicare a sarcinii maxime pe diametrul maxim de înfăşurare a cablului egală cu $V_c = 0{,}3\ldots0{,}5$ m/s. Menţionăm că normativele pentru ascensoarele din clădirile înalte [1], [8] admit valori mai mari pentru acceleraţii, şi anume pînă la 2,0 m/s^2. Aceasta arată că, la instalaţiile de extracţie cu colivii, normale actuale, care limitează acceleraţia la 0,75 m/s^2, nu sînt suficient fundamentate din punct de vedere tehnic şi ştiinţific.

c) Sistemele de acţionare şi de reglare automată (SRA) au limite fizice de funcţionare şi soluţia aleasă trebuie să prezinte performanţe calitative şi siguranţă de exploatare superioare. Conform normelor tehnicii moderne, SRA adecvat este necesar să asigure reglarea automată atît a vitezei cît şi a poziţiei vasului (sau a garniturii de prăjini la instalaţia de foraj) în limitele erorilor prescrise. Nerealizarea opririi şi menţinerii vasului fără intervenţia omului va menţine vechea concepţie după care aceste operaţii se prevăd să se execute manual.

d) Tipodimensiunile seriei normale de instalaţii de ridicat trebuie să realizeze programul optim de lucru al instalaţiei, program concretizat prin diagrama-program de viteze*. De aceea se preconizează măsuri tehnice (diagrame optime şi viteze, SRA adecvat şi altele), care să reducă la minimum efectul elasticităţii diferitelor elemente ale maşinii (la instalaţiile de extracţie şi ascensoare — a cablului, iar la instalaţia de foraj — a garniturii de prăjini). Alegerea parametrilor pentru seria normală respectivă, conform uzanţei, se va face considerînd maşina de ridicat ca un sistem mecanic rigid** sau cu un element elastic. Definitivarea efectului elasticităţii reprezintă o operaţie de fineţe pe care o întreprinde constructorul în faza finală de verificare, experimental sau la calculatoare electronice, a tipodimensiunii respective. Eventualele modificări ale valorilor parametrilor principali ai seriei normale care ar surveni, totuşi, nu depăşesc abaterile de $\pm10\,\%$ admise de la normele ISO.

---

* Prin capacitate normală a vasului s-a considerat aceea care rezultă în cazul utilizării instalaţiei de extracţie cu două vase.

2. *Similitudinea instalaţiilor*. În conformitate cu principiul similitudinii, fiecare tip constructiv fundamental de maşină de ridicat (monocablu sau multicablu) cu un sistem fundamental de acţionare (cu motor asincron, cu motor de curent continuu şi cu motor sincron) reprezintă un sistem electromecanic elastic în care, în esenţă, au loc fenomene similare în aceleaşi condiţii de exploatare. Compararea diferitelor variante calitativ şi cantitativ poate fi facilitată prin folosirea unor parametri generali, de preferinţă, adimensionali ai instalaţiilor de ridicat, care să nu depindă de înălţimea de extracţie (H) şi de sarcina utilă transportată (Q) static neechilibrată.

După cum este cunoscut, similitudinea instalaţiilor trebuie să fie statică, cinetică şi dinamică. Drept criteriu de similitudine statică poate fi folosită valoarea admisă pentru presiunea cablului asupra căptuşelii organului de înfăşurare [1], [6], [10], [13]. Valoarea specifică admisă a presiunii cablului asupra căptuşelii, conform normelor actuale [1], [6], [9], [10], se prezintă în tabela 1.

Tabela 1

Tipul cablului	Presiunea specifică, kgf/cm²
Cabluri rotunde	14,0
Cabluri SIL	18,0
Cabluri cu toroane fasonate	24,0
Cabluri închise	30,0

Criteriul de similitudine statică se concretizează prin folosirea aceloraşi valori pentru tensiunea admisibilă în cablu (de obicei $\sigma = 160$ kgf/cm²), pentru raportul β_D dintre diametrul organului de înfăşurare (D) şi diametrul cablului (d_k), precum şi prin folosirea aceloraşi expresii care determină coeficientul de siguranţă (m_s) al cablurilor.

Criteriul de similitudine cinetică al instalaţiilor analizate este factorul de viteză exprimat prin relaţia [1], [2], [3], [6], [11], [12], [13]:

$$\alpha = \frac{V}{\frac{H}{T}} = \frac{V}{V_{med}} = \frac{\omega}{\omega_{med}};$$

$$c = \frac{\mu H}{T^2} = \frac{\mu V^2}{H\alpha^2};\ \mu = \frac{\Sigma m}{Q}. \qquad (1)$$

În formula (1), simbolurile reprezintă: $V(\omega)$ este viteza (viteza unghiulară) maximă; Q—sarcina static neechilibrată la capătul activ al cablului; T—durata intrinsecă a unei curse; H — înălţimea de extracţie sau lungimea unui pas; Σ_m — valoarea maselor elementelor în mişcare reduse la diametrul respectiv de înfăşurare al cablului pe organul de înfăşurare. Din punct de vedere fizic, factorul α indică cu cît trebuie să mărim valoarea vitezei maxime reale a sarcinii ridicate sau a motorului, faţă de cazul cînd s-ar folosi, în decursul aceleiaşi durate a unei curse, viteza medie $\left(\frac{H}{T} = \text{const}\right)$ şi procesele tranzitorii ($\alpha = 1$) ar lipsi.

Criteriul de similitudine dinamic al unei variante, după cum rezultă din lucrările [1], [3], [6], [11], [12], [13], [18] este constanta regimului dinamic — c, care se exprimă prin relaţia (1). Constanta regimului dinamic, după cum se poate observa din formulele (1), reprezintă un criteriu mai general care include atît factorii determinaţi de cinematica maşinii (factorul α şi T), de regimul termic de funcţionare a motorului şi de construcţia instalaţiei (factorul de masă), cît şi condiţiile de exploatare a instalaţiei (H). Asemenea criteriu nu a fost utilizat de firmele europene sau din S.U.A. Astfel, firma ASEA recomandă [7] pentru instalaţiile de extracţie miniere îndeplinirea următoarelor condiţii: $a = \text{const} = 0{,}75$ m/s şi $\alpha = \frac{V}{V_{med}} = 1{,}25$. Recomandările susmenţionate sînt însă în discordanţă cu principiul similitudinii, deoarece viteza şi acceleraţia reprezintă funcţii care variază în raport cu înălţimea de extracţie. Aceasta rezultă evident din formulele lor de calcul care sînt [1], [2], [3], [5], [9], [13]:

$$V = \sqrt{\frac{c}{\mu}H};\ T = \sqrt{\frac{\mu}{c}H};$$

---

* La instalaţiile de foraj este necesar realizarea unei suite de diagrame de viteze corespunzătoare variaţiei greutăţii garniturii de prăjini în regimul de manevră.

** Conform uzanţei din institutele de proiectări, parametrii părţii mecanice şi a celei electrice se efectuează pentru regimul permanent, fapt care nu contravine afirmaţiei din text.

$$a_1 = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} \frac{H}{T^2} \tau_3 = \frac{\alpha^2}{\alpha - 1} \frac{c}{\mu} \tau_3 ; \qquad (2)$$

$$a = \frac{\alpha^2}{\lambda\alpha - 1} \frac{H}{T^2} \tau_3 = \frac{V^2}{VT - H} \tau_3 = \frac{\alpha^2}{\lambda\alpha - 1} \frac{c}{\mu} \tau_3 . \qquad (3)$$

În formulele (2) şi (3), simbolul τ_3 reprezintă coeficientul de formă a diagramei de viteze adoptate [1], [3], [13], iar λ coeficientul care reflectă înfăşurarea în valuri a cablului pe toba troliului (de foraj sau al instalaţiei de extracţie) sau modificările determinate de sistemul de descărcare la maşinile de extracţie cu schipuri sau cu colivii basculante.

În concordanţă cu principiul similitudinii pentru un tip constructiv de maşină cu un sistem de acţionare, valorile parametrilor α şi c trebuie să fie constante pentru orice înălţime de extracţie şi sarcină Q. Valorile lor optime însă se determină în urma cercetărilor economice respective [1], [2], [6]. Utilizarea parametrilor generali adimensionali α şi c permite o interpretare sintetică a fenomenelor şi o simplificare a operaţiilor de proiectare şi de alegere a tipodimensiunilor instalaţiilor de ridicat electrificate.

3. *Optimizarea soluţiilor şi a valorilor parametrilor.* Soluţiile şi valorile parametrilor folosite trebuie să conducă la gabarite şi la o greutate a instalaţiei, pe cît posibil, reduse, la performanţe superioare de exploatare în concordanţă cu realizările tehnicii moderne, la parametri calitativi superiori ai SRA. Ca urmare este necesară efectuarea optimizării generale, adică să se efectueze pentru fiecare soluţie şi pentru toţi parametrii necesari după criteriile corespunzătoare. Aplicarea ei parţială, de exemplu numai pentru parametrii SRA, limitează valabilitatea rezultatelor obţinute. În acest scop, mai jos, se vor prezenta aspectele mai importante care interesează tematica lucrării.

a) Scara coeficienţilor de siguranţă pentru cablurile instalaţiilor susmenţionate s-a definitivat ţinîndu-se seamă de tipurile constructive moderne de cabluri şi de realizările obţinute în diferite ţări de diverse firme (Suedia, Anglia, U.R.S.S., S.U.A., Germania etc.) recunoscute pe plan mondial. Soluţie optimă pentru instalaţiile de ridicat analizate a rezultat în cazul [1], [10] folosirii unei scări variabile a coeficientului de siguranţă (m_s) şi a relaţiei optimale pentru raportul $\beta_D = \frac{D}{d_k}$, ambele fiind funcţii variabile în raport cu înălţimea de extracţie (H) sau cu sarcina normală la cîrligul instalaţiei de foraj. De asemenea, din cercetările efectuate a rezultat că cele mai multe avantaje se obţin cînd se folosesc cabluri închise [1], [10].

b) Dintre diagramele de viteze * posibile, soluţia care prezintă cele mai multe avantaje este aceea cînd viteza în perioadele tranzitorii variază după o curbă de forma simbolului integralei [1], [2], [13], ilustrată în figurile 1, 2 şi 3. Utilizarea ei va permite realizarea unui regim dinamic superior al maşinii, ca urmare a reducerii valorilor şocurilor (la început şi la finele perioadelor tranzitorii, el este egal cu zero) şi îmbunătăţirea regimului de funcţionare a motorului şi a SRA. Formulele elaborate pentru calculul parametrilor diagramei de viteze se prezintă în lucrările [1], [13], [16]. Impor-

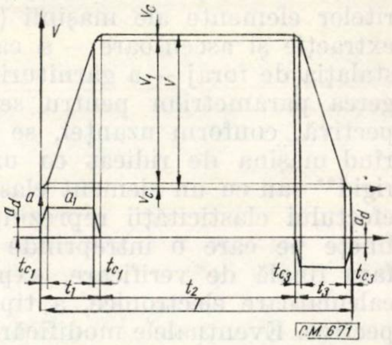


Fig. 1. Diagrama optimă de viteze pentru ascensoarele din clădiri şi pentru maşina de extracţie cu o colivie şi contragreutate.

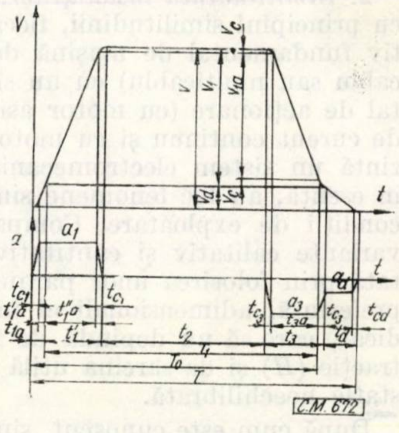


Fig. 2. Diagrama optimă de viteze pentru maşina de extracţie cu un schip şi contragreutate, destinat pentru transportul de cărbuni.

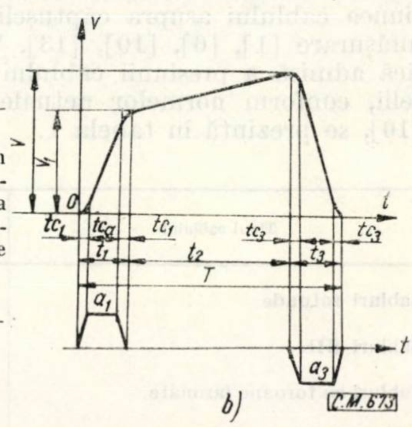


Fig. 3. Tipul optim al diagramei de viteze (simplificată) a sistemului de manevră al instalaţiei de foraj.

---

* Pentru sistemul de manevră al instalaţiei de foraj se dă, în figura 3, diagrama de viteze la capătul activ al cablului, cînd se consideră că diametrul lui de înfăşurare pe toba de manevră variază liniar.

tanţa alegerii diagramei de viteze este determinată şi de faptul că ea reprezintă mărimea prescrisă de intrarea SRA.

c) Pentru punerea în concordanţă a performanţelor impuse de maşinile de transport pe verticală cu parametrii constructivi ai motoarelor electrice livrate de uzinele constructoare, a fost necesară determinarea relaţiei optimale (liniarizată) adecvate, relaţie obţinută între parametrii generali α şi c de forma [1], [3], [5], [9], [26]:

$$\alpha = 1 + x\,c. \qquad (4)$$

În relaţia (4) x are valorile: $x = 1{,}0 \div 1{,}1$ pentru ascensoare; $x = 1{,}15$ şi 1,25 pentru instalaţiile de extracţie cu colivii şi respectiv pentru cele cu schipuri; $x = 1{,}35$ pentru sistemul de manevră al instalaţiei de foraj. În urma utilizării expresiei (4) se realizează şi o optimizare a diagramei de sarcină a instalaţiei.

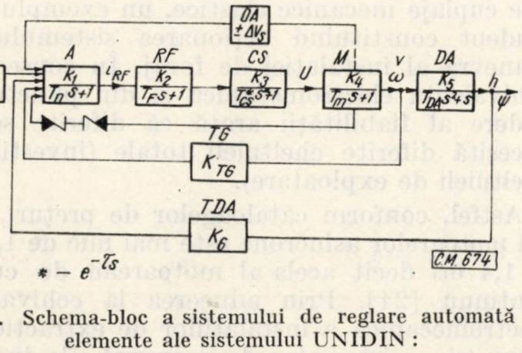
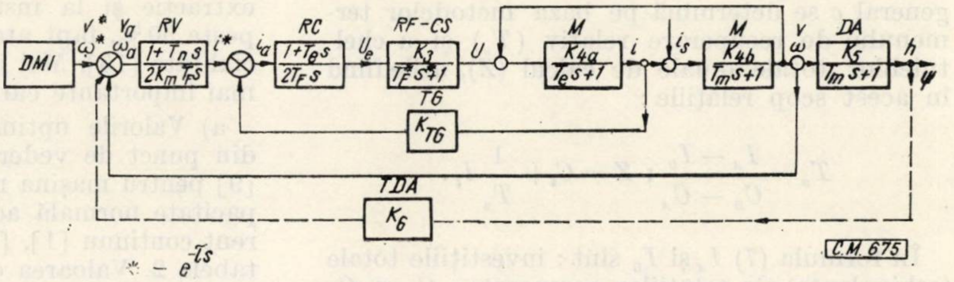


Fig. 4. Schema-bloc a sistemului de reglare automată cu elemente ale sistemului UNIDIN:

DMI – dispozitivul de programare al maşinii de intrare (viteza); *DG* – amplificatorul de intrare şi dispozitivul de reglare pe grilă; *CS* – convertizorul static cu tiristoare; *M* şi T_m – motorul de curent continuu şi, respectiv constanta sa de timp electromecanică; *DA* – dispozitivul de autonivelare; *OA* – operatorul automat de sarcină; *TG* – generatorul tahometric; *TDA* – traductorul reacţiei poziţiei vasului.

Fig. 5. Schema-bloc SRA cu reglare în cascadă a vitezei şi poziţiei vasului:

DMI – dispozitivul de programare al mărimii de intrare; *RV* – regulator de viteză; *RC* – regulator de curent; *RF* – *CS* – regulatorul de fază şi convertizorul de curent static; *M*, T_e şi T_m – motorul de curent continuu şi respectiv constantele sale electromagnetică şi electromecanică; *DA* – dispozitivul de autonivelare; *TG* – generatorul tahometric; *TDA* – traductorul reacţiei poziţiei vasului.



d) Valorile optime ale lui α şi c şi ale parametrilor de exploatare (V, T şi a), din punct de vedere tehnic şi al funcţionării raţionale a instalaţiei, se determină în concordanţă cu cele expuse în § 2, iar definitivarea lor se realizează în urma efectuării cercetărilor economice respective.

e) Sistemele de acţionare ale instalaţiilor de ridicat sînt cunoscute şi, în majoritate, realizate practic. Sarcina principală în alegerea unei variante constă în fundamentarea tehnico-economică a deciziei luate [1], [3], [5], [9]. Definitivarea soluţiei lui optime se obţine de asemenea în urma efectuării cercetărilor economice aferente.

Performanţele superioare tehnice şi de reglare a turaţiei şi de exploatare pe care le prezintă sistemele de acţionare (fig. 4 şi 5) cu motoare de curent continuu alimentate prin convertizoare de curent cu excitroane (RMC-M) şi, îndeosebi, cu tiristoare (T-M), faţă de celelalte sisteme de acţionare, sînt cunoscute şi indiscutabile. Limitarea utilizării lor se datoreşte faptului că preţul tiristoarelor este încă ridicat şi că ele nu se execută în producţie în serie (la noi se preconizează numai) pentru intensităţile de curent ($<$ 600-1 000 A) necesare în aplicaţiile industriale. La instalaţiile de foraj, cel puţin pentru acelea cu sarcină normală la cîrlig mai mare de 75 tone, este indicată, de regulă, acţionarea individuală a sistemelor de manevră, de rotire şi de circulaţie.

f) Sistemele autoadaptive de reglare automată a maşinii de transport în cazul folosirii tipurilor de acţionare R-M şi, mai ales, T-M, oferă avantaje superioare indiscutabile, faţă de celelalte tipuri de SRA. Astfel, din cercetările efectuate [1], [3], [5] a rezultat că pentru instalaţiile din puţurile oarbe* şi pentru cele de la puţurile de la zi, precum şi pentru ascensoare din clădirile înalte acţionate cu motoare de curent continuu (T-M) de puteri medii, este indicată utilizarea reglării combinate (după mărimea de intrare şi după perturbaţia variaţiei sarcinii) a vitezei şi a poziţiei vasului la cîmp magnetic constant. Pentru instalaţiile care necesită, mai ales, motoare de puteri mari, de preferat este reglarea în cascadă a parametrului reglat. Ultima soluţie** este indicată, mai ales, în cazul folosirii de motoare de puteri mari, deoarece permite realizarea de oscilaţii amortizate cît mai puţine şi de amplitudini mici, precum şi o precizie superioară a parametrului reglat necesară în asemenea cazuri.

---

* În minele din ţara noastră, ele reprezintă peste 70 % din totalul puţurilor verticale. În medii grizutoase şi în pericol de explozie se folosesc motoarele asincrone prevăzute cu convertizoare de frecvenţă statice.

** Este indicată şi pentru acţionarea pompelor de noroi şi a masei rotative a instalaţiei de foraj, însă fără dispozitivul de autonivelare şi cu efectuarea modificărilor corespunzătoare puncţiilor de redresare pentru alimentarea înfăşurărilor de excitaţie şi a indexului.

Pentru sistemul de manevră al instalaţiei de foraj este valabilă aceeaşi soluţie, însă cu reglarea turaţiei motorului la cîmp magnetic constant şi variabil, ultima fiind necesară pentru extragerea ultimilor paşi (sau introducerea primilor paşi). În toate cazurile este necesară introducerea suplimentară, în schemele de bloc actuale (la noi sistemul UNIDIN [21]), a dispozitivului de autonivelare a vasului sau a garniturii de prăjini şi reacţia cu elementul respectiv [1], [2], [3], [6], [22].

4. *Eficienţa economică.* Alegerea parametrilor optimi constructivi şi de exploatare ai unei instalaţii nu este numai o problemă de ordin tehnic, ci în acelaşi timp şi o problemă de ordin economic. Astfel, valoarea optimă a vitezelor şi a acceleraţiilor corespunzătoare instalaţiei respective este necesar să se aleagă atît din punct de vedere tehnic cît şi din punctul de vedere al investiţiilor iniţiale şi al cheltuielilor de exploatare pe care le necesită diferitele variante posibile. Ca urmare, este necesar să se aleagă o soluţie tehnic posibilă, care să ducă la un optimum din punct de vedere tehnic, economic şi al exploatării.

Calculul investiţiilor iniţiale s-a efectuat după metoda generală prezentată în lucrările [1], [3], [4], [17], [23], în care costul fiecărui element de bază al instalaţiei se calculează în funcţie de indicatorii valorici (preţul de cost specific sau coeficient de proporţionalitate), stabiliţi pe baza cataloagelor de preţuri oficiale, şi în funcţie de indicatorul lor natural principal (moment putere, forţă etc.). Varianta optimă din punctul de vedere al eficienţei economice a instalaţiei electrificate şi valorile optime ale parametrului general c se determină pe baza metodelor termenului de recuperare relativ (T_n) şi a cheltuielilor totale anuale de calcul (Z), utile fiind în acest scop relaţiile:

$$T_n = \frac{I_A - I_B}{C_B - C_A};\ Z = C_t + \frac{1}{T_n} I_t.$$

În formula (7) I_A şi I_B sînt: investiţiile totale (echivalente) ale soluţiilor comparate; C_A şi C_B sînt cheltuielile de exploatare anuale (totale) ale soluţiilor analizate; I_t şi C_t sînt investiţiile totale (echivalente) şi, respectiv, cheltuielile de exploatare totale (echivalente).

Soluţiile posibile de realizat trebuie să se compare în condiţii identice din punctul de vedere al performanţelor optime de exploatare şi al corelării lor cu ramurile conexe. În acest scop, instalaţiile de ridicat cu diferite sisteme de acţionare trebuie aduse la echivalenţă electromecanică (fizică) şi din punctul de vedere al siguranţei în funcţionare [1], [3].

Aducerea la echivalenţă electrică a instalaţiilor este determinată de faptul că diversele sisteme de comandă (manuală sau automată) şi de reglare automată necesită diferite scheme electrice şi dispozitive cu care se pot realiza plaje de performanţe în limite diferite. Aceasta se datoreşte diversităţii caracteristicilor electrice şi mecanice ale motoarelor electrice şi a performanţelor în reglarea automată a instalaţiilor cu diverse SRA. Totodată, aducerea la echivalenţă electrică este necesară deoarece sistemele de acţionare solicită diferit sursa de alimentare (reţeaua electrică, staţia de transformare etc.), ca de exemplu: gradul de uniformitate a puterii active, puterea maximă de şoc şi durata lui, factorul de putere şi altele.

Aducerea la echivalenţă pe partea mecanică este impusă de faptul că sistemele de acţionare prezintă diferite caracteristici mecanice şi posibilităţi de reglare a turaţiei, iar pentru realizarea aceloraşi performanţe pot fi folosite diferite cuplaje mecanice elastice, un exemplu concludent constituind acţionarea sistemului de manevră al instalaţiei de foraj. În consecinţă, echivalenţa electromecanică şi din punctul de vedere al fiabilităţii arată că diferite soluţii necesită diferite cheltuieli totale (investiţii şi cheltuieli de exploatare).

Astfel, conform cataloagelor de preţuri, costul motoarelor asincrone este mai mic de 1,27 — 1,4 ori decît acela al motoarelor de curent continuu [24]. Prin aducerea la echivalenţă electromecanică a instalaţiilor de extracţie miniere (şi a sistemelor de manevră ale instalaţiilor de foraj) a rezultat [1], [3], [15], [17] că, pentru obţinerea aceloraşi performanţe recomandabile şi posibile de realizat în cazul motorului de curent continuu, costul instalaţiei de acţionare cu motoare asincrone a maşinii de extracţie şi la instalaţiile de foraj creşte cu peste 50 %, fapt atestat şi în literatura de specialitate [15]. Mai jos, se expun unele rezultate mai importante care s-au obţinut.

a) Valorile optime ale parametrilor α şi c din punct de vedere tehnic-economic [1], [5], [9] pentru maşina multicablu cu un vas de capacitate normală acţionată cu motoare de curent continuu [1], [9], [15], [18] se prezintă în tabela 2. Valoarea optimă a lui c pentru sistemul de manevră acţionat al instalaţiei de foraj cu diverse motoare electrice variază între 0,16 şi 0,22.

b) Avantajele superioare tehnice pe care le oferă acţionarea fără reductoare sînt cunoscute şi indiscutabile, utilizarea redusă a acestei variante fiind determinată de fundamentarea ei insuficientă din punct de vedere economic. Din cercetările efectuate [1], [3], [17] a reieşit că este justificat şi din punct de vedere economic

Tabela 2

Tipul maşinii de extracţie	Sistemul de acţionare	Tipul vasului	*c*	*α*	*K*	f_m
Monocablu	motor asincron	colivie	0,16	1,2	1,15	1,32
		schip	0,1	1,1	1,1	1,21–1,35
	motor de curent continuu	colivie	0,2	1,23	1,15	1,45
		schip	0,16	1,2	1,1	1,5–1,45
Multicablu cu un vas	motor asincron	schip	0,16	1,2	1,15	1,38
	motor de curent continuu	colivie	0,2	1,25	1,3	1,5
		schip	0,2	1,23	1,15	1,45

ca instalaţiile de extracţie precum şi pentru sistemul de manevră al instalaţiei de foraj să fie acţionate cu motoare de curent continuu fără reductoare (transmisii suplimentare) cînd puterea lor este mai mare de 300–400 kW, iar micşorarea costului motoarelor electrice şi perfecţionarea construcţiei combinate a lor cu organul de înfăşurare în viitor vor face posibilă folosirea acestei soluţii şi din punct de vedere economic la ascensoarele din clădirile înalte şi la instalaţiile de extracţie miniere [1], [3] care deservesc puţuri de înălţimi H < 100 metri (caz frecvent întîlnit în puţurile oarbe de la noi şi din R.F. a Germaniei). De aceea, acţionarea fără reductoare se recomandă să se adopte ca soluţie de bază în elaborarea seriilor normale de instalaţii care fac obiectul lucrării de faţă.

c) Din lucrările [1], [3], [6], [24] a rezultat că, pînă la puteri de 1 500–2 000 kW, este de preferat să se utilizeze unul sau cel mult două motoare electrice de acţionare, deoarece costul motoarelor electrice creşte cu $\sqrt{n_m}$ ori (n_m—numărul de motoare electrice) comparativ cu acela cînd se foloseşte un singur motor. Această constatare este justificată şi din punct de vedere tehnic, deoarece utilizarea mai multor motoare complică exploatarea şi schema lor electrică*.

d) Utilizarea instalaţiilor multicablu formate din două maşini de extracţie miniere cu un vas (schip sau colivie) prezintă avantaje superioare tehnice în exploatare şi o siguranţă mărită în funcţionare, mai ales cînd deservesc mai multe orizonturi faţă de maşinile monocablu. Aceste avantaje au fost unanim recunoscute de specialişti, însă din cauza insuficientelor cercetări privind eficienţa economică se propun încă diverse soluţii de tipuri constructive de maşini de extracţie multicablu (cu două vase, cu un vas de capacitate dublă etc.). De către autor s-a demonstrat, după cum rezultă din lucrările [1], [4], [15], [17], [23], că preţul instalaţiei de extracţie multicablu cu un vas de capacitate normală (fără costul turnului şi al săpării puţului) este cel mult egal cu acela al instalaţiei multicablu cu un vas de capacitate dublă şi nu depăşeşte pe acel al instalaţiei multicablu cu două vase, dacă se iau în considerare valorile permise ale acceleraţiilor care asigură nealunecarea cablului de pe căptuşeala organului de înfăşurare. De asemenea, valoarea totală a investiţiilor unei instalaţii de extracţie multicablu cu un vas (schip sau colivie) acţionată cu motor de curent continuu alimentat prin excitroane (varianta cu tiristoare nu s-a efectuat deoarece costul lor nu s-a stabilizat), cînd se operează cu valori optime de viteze maxime, este cel mult egală cu aceea care rezultă în cazul utilizării motorului asincron. În figurile 6 şi 7 se ilustrează rezultatele obţinute din cal-

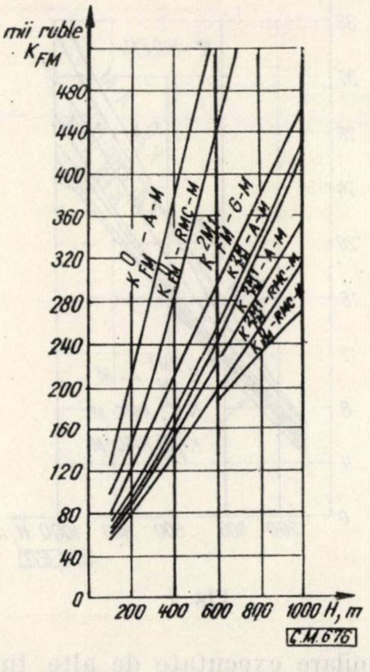


Fig. 6. Investiţiile totale pe care le necesită diferite tipuri de instalaţii de extracţie miniere cu schipuri de capacitate de 100 t/oră (a) şi de 1 000 t/oră (b) cu diverse sisteme de acţionare electrică în funcţie de înălţimea de extracţie *H* :

$K^{\circ}_{FM}-MA$ şi $K^{\circ}_{FM}-RMC$ – instalaţia monocablu acţionată cu motor asincron şi respectiv cu sistemul $RMC-M$; $K^{2M}_{FM}-MA$ şi K^{2M}_{FM} RMC-M – instalaţia multicablu cu un vas de capacitate dublă şi contragreutate acţionată cu motor asincron şi, respectiv, cu sistemul $RMC-M$; $K^{2MI}_{FM}-MA$, K^{2MI}_{PM} $-RMC-M$ şi $K^{2MI}_{FM}-G-M$ – instalaţia multicablu formată din două maşini de extracţie cu un schip de capacitate normală prevăzută cu motor asincron cu sistemul de acţionare $RMC-M$ şi respectiv cu sistemul generator-motor $G-M$.

---

* Pentru acţionarea sistemului de manevră [3] al instalaţiei de foraj este necesară folosirea a două motoare şi a transmisiei din corpul tobei, condiţie determinată de procesul tehnologic, şi de necesitatea micşorării greutăţii elementelor instalaţiei, SRA adecvat se va prezenta într-o lucrare ulterioară.

cule efectuate pe baza cataloagelor de prețuri din U.R.S.S.

5. *Criteriul final de verificare.* În conformitate cu principiile fabricației producției de serie și cu experiența firmelor constructoare de instalații, numărul tipodimensiunilor și al gabaritelor elementelor de bază ale seriei normale respective trebuie să fie riguros alese și, pe cît posibil, mai redus. De asemenea, se urmărește ca elementele instalației să fie interschimbabile cu cele similare executate de alte firme constructoare, fapt care mărește competitivitatea pe piața mondială a instalațiilor livrate.

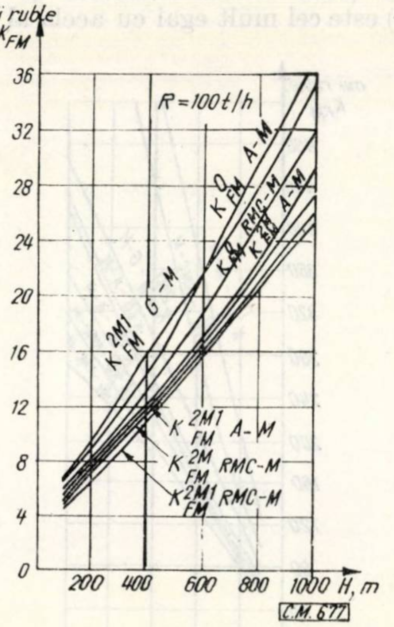


Fig. 7

Criteriul final de verificare al valabilității seriei normale elaborate reprezintă modul în care gabaritele principale ale elementelor instalației concordă cu normele internaționale ISO, concretizate prin șirurile de numere preferate formate de progresii geometrice de forma :

$$A = \{aq^{n-1}\}; \; q = R_1 = \sqrt[i]{10}. \qquad (6)$$

În formula (6) simbolurile reprezintă : A — valoarea parametrului respectiv (P, n M etc.) ; a — valoarea primului termen al șirului ; q — rația progresiei geometrice și i — indicatorul șirului de numere preferate. Astfel, de exemplu, la instalațiile de extracție miniere [1], [9], pentru valorile puterilor motoarelor se pot utiliza seriile de numere : $R_{40/3}$ — pentru motoare asincrone ; $R_{40/}$ — pentru motor de curent continuu de turație mică ; $R_{40/6}$ — pentru transformatoare trifazice de forță ; $R_{20/4}$ — pentru convertizoare statice cu excitroane și R_{10} = pentru cele cu tiristoare etc. $R_{i/z}$ înseamnă că din șirul cu indicatorul i se folosesc numai valorile lui după un interval de z termeni. De regulă, seria normală prezintă numai parametrii de bază contructivi și de exploatare ai fiecărui element sau ai instatalației. Din cercetările efectuate a rezultat că, în cazul folosirii concomitente a tuturor considerentelor și principiilor susmenționate, tipodimensiunile seriei normale rezultate sînt în concordanță cu normele ISO [1].

Concluzii

1. Elaborarea de serii normale de instalații de ridicat, fundamentate riguros din punct de vedere tehnico-economic, necesită aplicarea concomitentă a principiilor generale (similitudinii, eficienței economice, optimizării și fabricației de serie), a normelor tehnice moderne și a NTS aferente. În acest scop s-au prezentat în lucrare unele exemplificări, obținute în urma cercetărilor efectuate, utile în elaborarea seriilor normale.

2. Pentru determinarea de serii normale s-au expus criteriile recomandate de similitudine statică, cinetică și dinamică a instalațiilor analizate. Acestea se concretizează prin parametrii generali adimensionali (α, c și alții) necesari pentru studiul fenomenelor care au loc și prin indicatorii naturali (μ, σ, f_m, β_D, m_s etc.) care reflectă materializarea într-un tip constructiv a soluției adoptate.

3. Pentru realizarea performanțelor de exploatare rațională a instalațiilor și punerea lor în concordanță cu caracteristicile motoarelor electrice livrate de uzine s-a dat relația optimală, elaborată de autor, relație concretizată între parametrii α și c.

4. Seria normală preferabilă se realizează atunci cînd se folosește tipul optim de mașină și sistemul ei optim de acționare (T-M) recomandat, precum și prin preconizarea unui SRA autoadaptiv adecvat. În lucrare se prezintă soluțiile specifice fiecărui gen de instalație de ridicat analizat.

5. Seriile normale și formulele necesare, elaborate de autor pe baza celor expuse în prezenta lucrare pentru instalațiile de ridicat analizate, vor face obiectul lucrărilor ulterioare. Cele expuse în lucrarea de față sînt valabile și pentru alte genuri de instalații (de exemplu, la macarale), de la caz la caz, efectuîndu-se concretizările și adaptările cuvenite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Țepeluș, P. C.* Acționarea electrică și automatică a instalațiilor de ridicat pînă la 1 000 m înălțime și de capacitate pînă la 1 000 t pe oră. Lucrare de doctorat. Moscova, 1965. Biblioteca centrală Universitară, București.

[2] *Țepeluș, P. C.* Considerente asupra alegerii diagramei optime de viteze a troliului de foraj acționat electric. În : Petrol și Gaze, nr. 10, 1967.

[3] *Nițu, V., Țepeluș, P. C.* și *Ștefănescu, P.* Metodologie de comparare a instalațiilor de acționare electrică în forajul rotativ — Biblioteca IPGG. Lucrare manuscris.

[4] *Ţepeluş, P. C.* Obscii metod apredelanie stoimosti podemnîh ustanovok. În : Izvestia VUZov, nr. 8, Moscova, 1965.

[5] *Ţepeluş, P. C.* Automatizarea acţionării electrice a instalaţiilor de extracţie miniere cu motor de curent continuu alimentat prin convertizori statici de curent. În : Revista Minelor, nr. 4, 1967.

[6] *Tulin, V. S.* Elektrivod i avtomatica mnokanatnîh podemnîh ustonovok. Izd. Nedra, 1964.

[7] *Landau, F.* Quelqués considérations concernant le calcul d'une machine d'éxtraction à poulie Koepe· În : 7385 F, l'ASEA 26, nr. 6, 1961.

[8] *Greşkov, I. I. Glinski, A. K., Dimaşko* şi *Krepnevenik, A. A.* Şahtnîe elektriceskie lebedki i podemnîe maşinî. Gosgortehizdat, Moscova, 1963.

[9] *Ţepeluş, P. C.* Sistemul de acţionare electric adecvat cinematicii şi dinamicii troliului de foraj. În : Petrol şi Gaze, nr. 7, 1969.

[10] *Ţepeluş, P. C.* Unele probleme pe care le ridică programul tehnic în domeniul maşinilor de extracţie minieră faţă de NTS din ţara noastră. În : Revista Minelor nr. 12, 1964.

[11] *Fedorov, N. M.* Izbrînie trudî. ANUSS, vol. I, 1957.

[12] *Elancik, G. M.* Instalaţii de extracţii miniere. Ugletehizdat, 1953.

[13] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul diagramelor de viteze ale ascensoarelor electrice. În : Mecanica aplicată a Academiei R.S.R., nr. 6, 1968.

[14] Proiecte IPROMIN.

[15] Materialele conferinţei internaţionale privind instalaţiile de extracţie miniere. Praga, 1965.

[16] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul parametrilor diagramei de viteze a troliului de foraj acţionat electric. În : Petrol şi Gaze, nr. 6, 1967.

[17] *Ţepeluş, P. C.* Cercetări tehnico-economice referitoare la instalaţiile de extracţie miniere (I, II, III). Buletinul ştiinţific nr. 5 al Institutului de Mine din Petroşani

[18] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul momentului şi forţei echivalente pentru alegerea puterii motorului electric de acţionare a troliului de foraj : În : Petrol şi Gaze, nr. 12, 1968.

[19] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul forţei echivalente al maşinii de extracţie miniere. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a I. M. Petroşani din februarie 1966. Biblioteca Institutului de Mine din Petroşani.

[20] *Ţepeluş, P. C.* Studiu privind diagrama optimă de viteze a ascensoarelor electrice. În : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1969.

[2] Echipamente pentru acţionări electrice. Vol. I, II, IPA, 1967.

[22] *Korneev, G. K., Korotkov, M. G., Moţohei, I. S.* şi *Jdanov, M. I.* Liftî, Moscova, 1958.

[23] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul valorii maşinilor de extracţie minieré. Partea mecanică (I) şi partea electrică (II). În : Revista Minelor, nr. 4 şi 5, 1965.

[24] *Ţepeluş, P. C.* Contribuţii privind determinarea costului motoarelor electrice. În : Electrotehnica, nr. 3, 1969.

[25] *Bublic, A., Cristea, V., Hirsch, I., Peligrad, M.* şi *Silion, Gh.* Utilaj petrolier pentru foraj şi extracţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

CZ 629.113–714.001.5

Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule

Ing. Ion VLĂDEA – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Helmut THEIL – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Francisc NEISS – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Zeno ARDELEANU – Institutul politehnic – Timişoara
Ing. Eleonora NEACŞU – Institutul politehnic – Timişoara

Schimbătoarele de căldură cu aripioare se întrebuinţează în prezent, pe scară largă, în cele mai variate domenii. Cu toate acestea nu există încă relaţii criteriale care să permită calculul exact al coeficientului de convecţie, între suprafaţa cu aripioare şi fluidul care spală această suprafaţă, pentru orice formă şi dimensiuni ale ţevilor şi aripioarelor. Din această cauză, nu se poate calcula cu precizie coeficientul de trecere al schimbătorului şi nici căldura schimbată de acesta.

Radiatoarele de autovehicule fac parte, şi ele, din categoria schimbătoarelor de căldură, pentru care coeficientul de trecere a căldurii trebuie determinat pe cale experimentală, dacă se cere o valoare mai exactă [1].

Catedra de termotehnică a institutului politehnic din Timişoara, în colaborare cu Fabrica de radiatoare şi cabluri-Braşov, şi-a propus, pe această bază, determinarea pe cale experimentală a coeficientului de trecere şi a căldurii schimbate, pentru unele modele de radiator, cu o suprafaţă frontală de 0, 072 m^2.

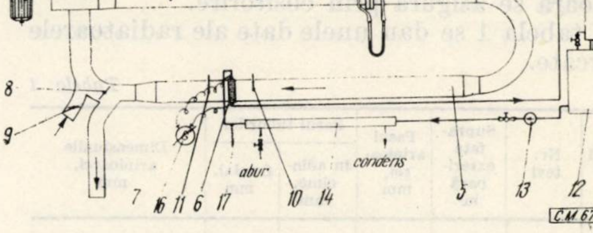


Fig. 1. Schema instalaţiei experimentale.

În baza experienţei obţinute în cadrul unei alte lucrări [2], s-a construit o instalaţie experimentală, a cărei schemă este reprezentată în figura 1.

Ventilatorul 2, antrenat de motorul electric 1, refulează aer pe conducta de secţiune circulară 3, prevăzută cu o diagramă 4 pentru măsurarea debitului de aer; în continuare aerul trece prin tunelul aerodinamic 5, în care se montează radiatorul de încercat 6, şi părăseşte instalaţia prin racordul de evacuare 7, sau este recirculat parţial pentru menţinerea unei anumite temperaturi în faţa radiatorului. Clapetele 8 şi 9 permit reglarea debitului şi a temperaturii aerului din tunel, iar termometrele 10 şi 11 indică temperatura aerului în faţa şi în spatele radiatorului. Apa este aspirată de către pompa 13, din rezervorul 12, şi refulată prin schimbătorul de căldură 14 încălzit cu abur, în radiator; după ieşirea din radiator, apa se întoarce în rezervor. În timpul măsurărilor, apa se introduce în vasul etalonat 15, în vederea determinării debitului. Temperatura apei la intrare în radiator este indicată de termometrul 17. Diferenţa dintre temperatura apei la intrare şi la ieşire din radiator se măsoară cu un termocuplu Cu—constant, conectat la un galvanometru cu spot luminos 16, care permite măsurarea unei diferenţe de temperatură de 1° pe o lungime de 23 mm a scării luminate.

Debitul de apă măsurat cu vasul etalonat şi diferenţa dintre temperaturile apei la intrare şi la ieşire din radiator, indicată de galvanometru, permite calculul căldurii schimbate de radiator în unitatea de timp.

În cadrul experienţelor au fost cercetate radiatoare model cu două, trei şi patru rînduri de ţevi din alamă, avînd dimensiunile din figura 2 şi aşezate alternativ.

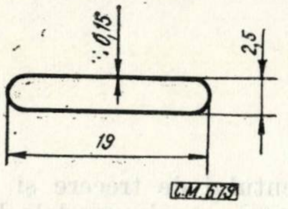


Fig. 2. Secţiunea unei ţevi radiator.

Fiecare tip de radiator cu (2,3 sau 4 rînduri) a fost confecţionat cu nervuri continue în trei variante, cu nervuri din: tablă de cupru, tablă de alamă şi tablă de oţel, avînd o grosime de 0,1 mm. Contactul dintre ţeavă şi aripioară se asigură prin cositorire.

În tabela 1 se dau unele date ale radiatoarele încercate.

Tabela 1

Nr. rînd de ţevi	Nr. ţevi	Suprafaţa exterioară m²	Pasul aripioarei, mm	Pasul tuburilor		Dimensiunile aripioarei, mm
				în adîncime, mm	frontal, mm	
2	49	2,24	3,5	24	9,5	240×50×0,1
3	74	3,27	3,5	24	9,5	240×73×0,1
4	98	4,32	3,5	24	9,5	240×96×0,1

În timpul încercărilor s-a urmărit, pe lîngă influenţa materialului aripioarei şi a numărului de rînduri de tuburi asupra comportării radiatorului, şi influenţa următorilor parametri:

- viteza aerului, raportată la secţiunea de curgere din radiator (4 9 m/s);
- viteza apei în tuburile radiatorului (0,03 0,4 m/s);
- temperatura aerului la intrare în radiator (20° — 50°C);
- temperatura apei la intrare în radiator (60° — 90°C).

Pentru a se putea studia influenţa variaţiei unui singur parametru asupra comportării termice a radiatorului încercat, ceilalţi trei parametri au fost menţinuţi constanţi. Din considerente legate de construcţia şi exploatarea standului de încercare, valoarea constantă a parametrilor s-a stabilit la:

W_{aer} = 8 m/s, pentru viteza aerului;
$W_{apă}$ = 0,135 m/s, pentru viteza apei;
$t_{i\ aer}$ = 31°C, pentru temperatura de intrare a aerului;
$t_{i\ apă}$ = 80°C, pentru temperatura de intrare a apei.

În figurile 3 — 6 se arată rezultatele obţinute pentru densitatea fluxului de căldură transmis prin cele nouă radiatoare încercate, în funcţie de cîte un parametru variabil. Densitatea fluxului de căldură (kW/m²) reprezintă raportul dintre căldura transmisă în unitatea de timp în radiator şi suprafaţa frontală a radiatorului.

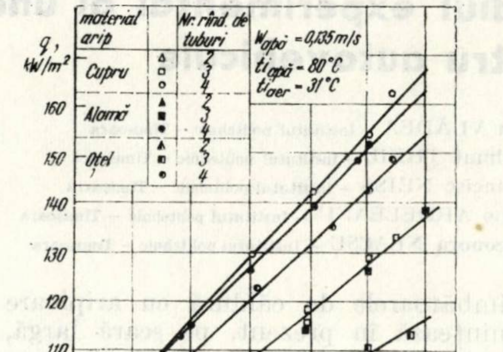


Fig. 3. Densitatea fluxului de căldură transmis în funcţie de viteza aerului în radiator.

În figura 3 s-a redat influenţa vitezei aerului, iar în figura 4, influenţa vitezei apei asupra variației densității fluxului de căldură. În figurile 5 și 6 se poate urmări variația lui q în funcție de temperatura aerului, respectiv de temperatura apei la intrare în radiator. Toate diagramele conțin rezultatele pentru cele nouă radiatoare încercate, cu două, cu trei sau cu patru rînduri, executate cu nervuri din cupru, din alamă sau din oțel.

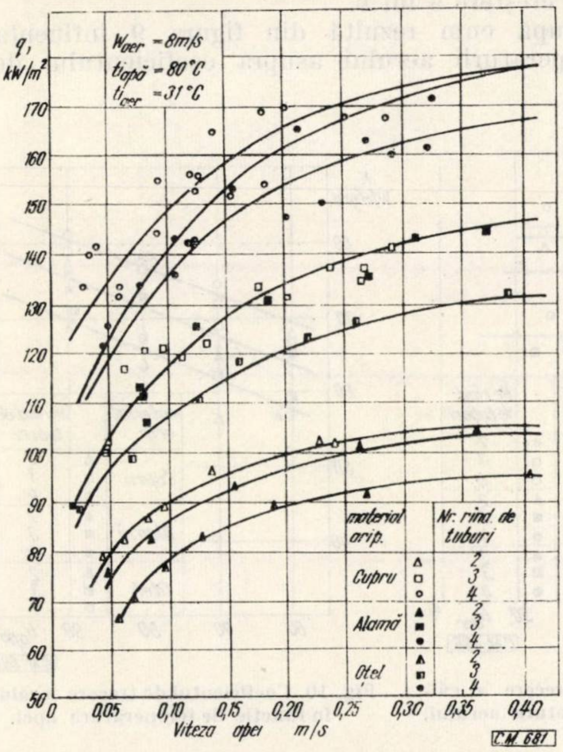


Fig. 4. Densitatea fluxului de căldură transmis în funcție de viteza apei în radiator.

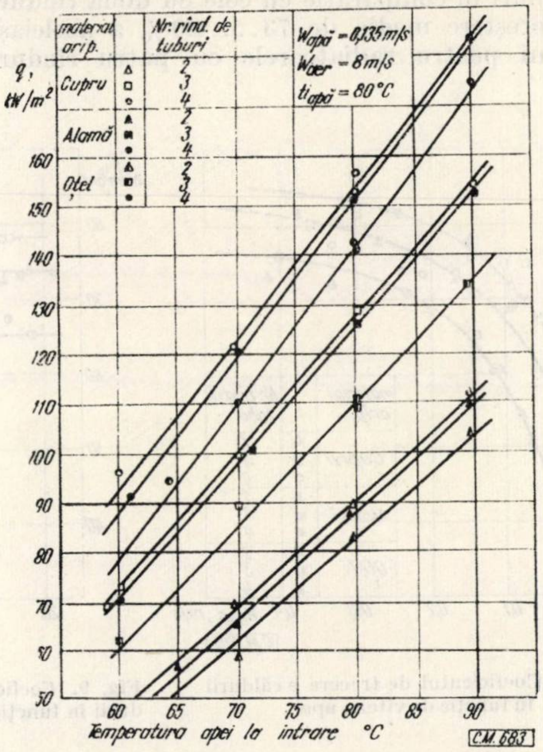


Fig. 6. Densitatea fluxului de căldură transmis în funcție de temperatura apei la intrare în radiator.

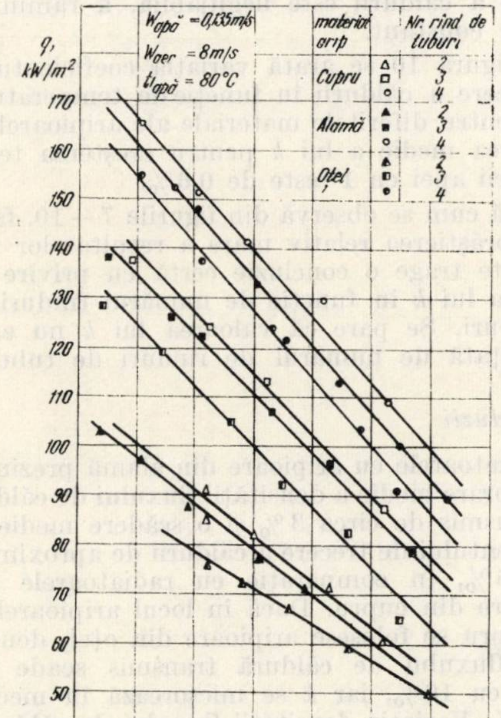


Fig. 5. Densitatea fluxului de căldură transmis în funcție de temperatura aerului la intrare în radiator.

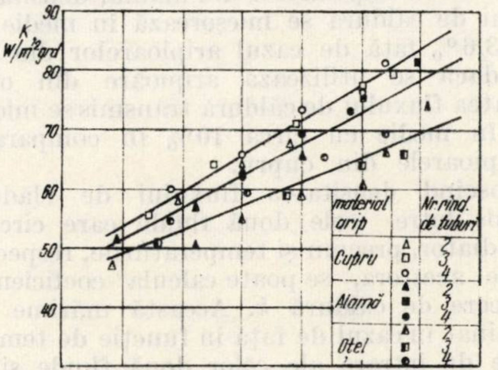


Fig. 7. Coeficientul de trecere a căldurii în funcție de viteza aerului.

Se observă că variația lui *q*, în funcție de condițiile de funcționare este liniară în domeniul cercetat, cu excepția variației densității fluxului de căldură în funcție de viteza apei care prezintă o alură asimptotică. O mărire a vitezei de circulație a apei prin radiator peste 0,5 – 0,6 m/s nu mai are ca urmare o creștere a densității fluxului de căldură.

Analizînd rezultatele obţinute se constată o creştere medie a densităţii fluxului de căldură de 37 — 43% pentru radiatoarele cu trei rînduri de tuburi în comparaţie cu cele cu două rînduri şi o creştere medie de 73... 80% a aceleiaşi mărimi pentru radiatoarele cu patru rînduri în comparaţie cu radiatoarele cu două rînduri. Prin folosirea aripioarelor din alamă, densitatea fluxului de căldură se micşorează în medie cu 2,3 — 3,6% faţă de cazul aripioarelor din cupru; dacă se utilizează aripioare din oţel, densitatea fluxului de căldură transmis se micşorează în medie cu circa 10% în comparaţie cu aripioarele din cupru.

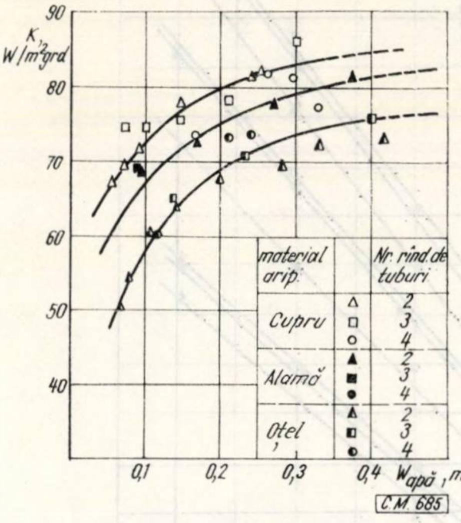


Fig. 8. Coeficientul de trecere a căldurii în funcţie de viteza apei.

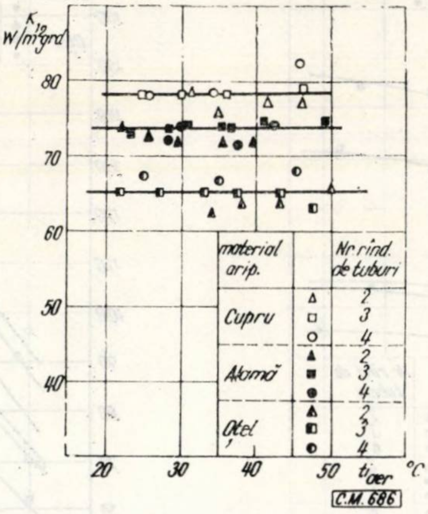


Fig. 9. Coeficientul de trecere a căldurii în funcţie de temperatura aerului.

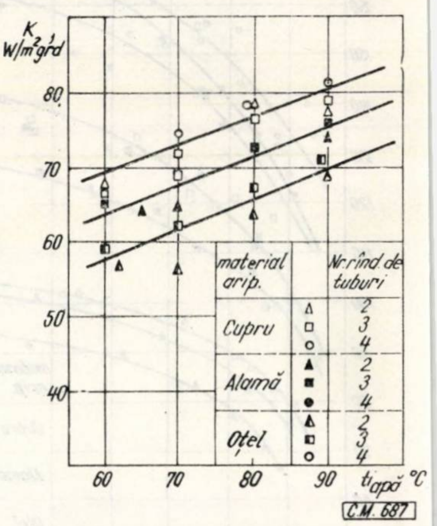


Fig. 10. Coeficientul de trecere a călduri în funcţie de temperatura apei.

Cunoscînd densitatea fluxului de clădură transmis între cele două fluide care circulă prin radiator, precum şi temperaturile, respectiv debitele acestora, se poate calcula coeficientul de trecere de căldură k. Această mărime s-a determinat în cazul de faţă în funcţie de temperaturile de intrare ale celor două fluide şi în funcţie de debitul lor cu ajutorul caracteristicii de funcţionare a răcitorului Φ [3].

Rezultatele obţinute sînt reprezentate în figurile 7—10. Abaterile maxime ale valorilor găsite faţă de curbele trasate, de ± 7%, sînt cazuri izolate. Marea majoritate a punctelor nu prezintă abateri mai mari de ± 4%. Influenţa vitezei aerului asupra coeficientului de trecere a căldurii este reprezentată în figura 7, pentru cele trei materiale de aripioare încercate. Micşorarea procentuală medie a lui k pentru aripioare din oţel, în comparaţie cu cele din cupru este de 13%; pentru aripioare din alamă se constată o scădere medie a lui k de 5,3%. În figura 8 se poate urmări variaţia lui k în funcţie de viteza apei. Se observă o micşorare medie a lui k de 14% pentru aripioare din oţel şi de 5,4% pentru aripioare din alamă, faţă de soluţia aripioarelor din cupru. O mărire a vitezei apei peste 0,5 m/s nu mai conduce la o creştere a lui k.

După cum rezultă din figura 9 influenţa temperaturii aerului asupra coeficientului de trecere a căldurii este neglijabilă, k rămînînd practic constant.

În figura 10 se arată variaţia coeficientului de trecere a căldurii în funcţie de temperatura apei pentru diferitele materiale ale aripioarelor. Creşterea medie a lui k pentru creşterea temperaturii apei cu 1° este de 0,6%.

După cum se observă din figurile 7 — 10, faţă de împrăştierea relativ mare a rezultatelor nu se poate trage o concluzie certă cu privire la variaţia lui k în funcţie de numărul rîndurilor de tuburi. Se pare că valoarea lui k nu este influenţată de numărul de rînduri de tuburi.

Concluzii

Radiatoarele cu aripioare din alamă prezintă o micşorare medie a densităţii fluxului de căldură transmis de circa 3% şi o scădere medie a coeficientului de trecere a căldurii de aproximativ 5,5%, în comparaţie cu radiatoarele cu aripioare din cupru. Dacă în locul aripioarelor din cupru se folosesc aripioare din oţel, densitatea fluxului de căldură transmis scade în medie cu 10%, iar k se micşorează în medie cu 14%. Variaţia densităţii fluxului de căldură şi a coeficientului de trecere diferă între ele datorită faptului că, o dată cu modificarea lui k se modifică şi diferenţa medie de temperatură. Influenţa materialului aripioarelor se resimte, cu atît mai mult, cu cît numărul rîndurilor de tuburi este mai mic.

Prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, densitatea fluxului de căldură transmis se măreşte. Pentru un radiator cu trei rînduri în comparaţie cu un radiator cu două rînduri, densitatea fluxului de căldură transmis creşte în medie cu circa 41 %, iar pentru un radiator cu patru rînduri aceeaşi mărime creşte cu 76 %, faţă de un radiator cu două rînduri. Se observă că densitatea fluxului de căldură creşte în proporţie mai mică decît suprafaţa de schimb de căldură. Eficacitatea termică a diferitelor rînduri de tuburi scade în direcţia de curgere a aerului. Orice radiator trebuie construit, prin urmare, cu suprafaţa frontală cît mai mare posibil. Nu s-a putut pune în evidenţă o eventuală variaţie a coeficientului de trecere a căldurii k în funcţie de numărul rîndurilor de tuburi.

Rezultatele cantitative obţinute pentru densitatea fluxului de căldură, precum şi pentru coeficientul de trecere a căldurii pot fi aplicate acelor radiatoare care nu diferă de radiatorul model, decît prin suprafaţa frontală, şi care funcţionează în condiţiile în care au fost efectuate încercările.

BIBLIOGRAFIE

[1] W. *Haas* Strömungsprobleme an der Kühlanlage wassergekühlter Kraftfahrzeuge. Dissertation T. M. Darmstadt, 1966.

[2] *I. Vlădea, H. Theil, E. Neacşu, F. Neiss* Studiul experimental al radiatoarelor de apă de pe locomotiva 0-60-DA Bul. St. şi Tehn. I, P.T. RTom. 11 (25) fasc. 1, p. 233.

[3] * * * V.D.I. — Wärmeatlas ; Berechnungsblätter für den Wärmeübergang 1963. V.D.I. Verlag Düsseldorf.

CZ 621.974.2.001.5

Analiza şi sinteza dinamică a ciocanului cu fricţiune cu cădere

Dr. doc. Wieslaw ZAPALOWICZ — Academia de mine şi metalurgie din Cracovia — Polonia

Partea căzătoare a ciocanelor, a căror sinteză dinamică este prezentată mai jos, este constituită din berbec şi scîndura împănată în acesta. Scîndura, în partea superioară, este plasată între două sau patru role (în cazul ciocanelor mai grele) de acţionare (fig. 1). Momentul de acţionare al rolelor este transmis scîndurii, de către motorul electric datorită forţei de frecare dintre role şi scîndură, în faza de mişcare în sus a părţii căzătoare [1]; [2]; [3].

Cele mai recente ciocane, avînd greutatea părţii căzătoare pînă la 1 500 kgf, sînt caracterizate prin acţionarea individuală a rolelor (fig. 2) [1]; [2],

În consecinţă, în consideraţiile din lucrare se va accepta o schemă ca în figura 3.

Astfel toate motoarele de acţionare sînt înlocuite cu un singur motor, cu o putere, un moment de inerţie etc. egale cu sumele respective ale aceloraşi parametri ai motoarelor individuale, roţile de transmisie cu curea şi rolele fiind înlocuite cu cîte o singură roată, o curea şi respectiv o rolă. Toate consecinţele acestei schimbări au fost luate în considerare.

Se va efectua o analiză dinamică a transmisiei cu curea, în funcţie de notaţiile din figura 3 :

J_s — momentul polar de inerţie al celor două roţi de transmisie împănate pe arborele motorului electric ;
J_0 — momentul polar de inerţie al ambelor role de acţionare, împreună cu roţile de transmisie cu curea ;
B_s, B_0 — coeficienţii respectivi de fricţiune vîscoasă, care acţionează în roţile de transmisie împănate pe arborele motor şi roata condusă cu rola de acţionare ;
K — coeficient de rigiditate al curelei
r_s — raza roţii de curea montată pe arborele motorului ;
r_0 — raza roţii de curea a rolei de acţionare ;
$\tilde{\omega}_0$ — viteza unghiulară a rolei de acţionare ;
M — momentul de acţionare ;
M_0 — momentul rezistent al rolei.

Momentele M şi M_0 sînt tratate ca funcţii de timp cunoscute. Arborii pe care sînt montate ambele roţi sînt presupuşi a fi perfect rigizi.

Masa curelei, relativ mică în raport cu masele roţilor, a fost neglijată. O alunecare posibilă a curelei pe suprafaţa roţilor nu a fost luată în considerare.

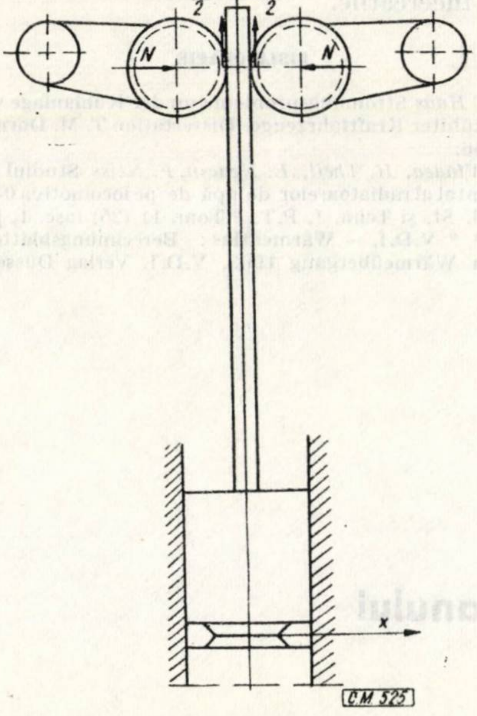


Fig. 1

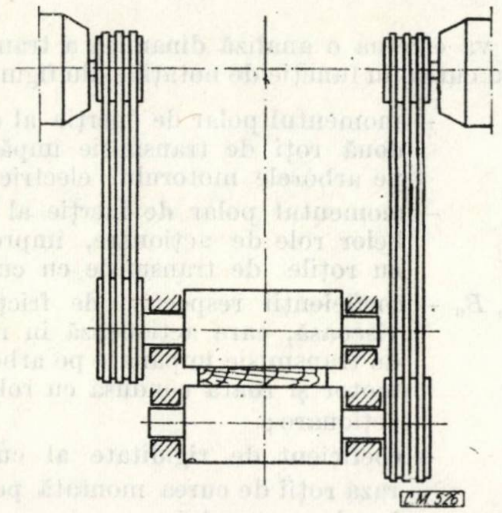


Fig. 2

Cu toate acestea, coeficientul de rigiditate K (N/m) al curelei (în formă trapezoidală) a fost luat în considerare.

În figura 4 se arată schema mecanică reprezentînd transmisia examinată. După cum rezultă, s-a acceptat următoarea desfăşurare a fenomenelor în conformitate cu realitatea: transmisia produce o încărcare de torsiune M_1 sau o forţă de încărcare f_1 pe roata motoare; o deplasare rectilinie a curelei, legată de rotirea roţii, a fost notată cu X_1. Această deplasare este asociată cu o deplasare rectilinie X_2 pe circumferinţa roţii conduse, cu ajutorul unei secţiuni elastice a curelei (cu coeficient de rigiditate K). Forţa periferică f_2, care acţionează roata, dă un moment M_2,

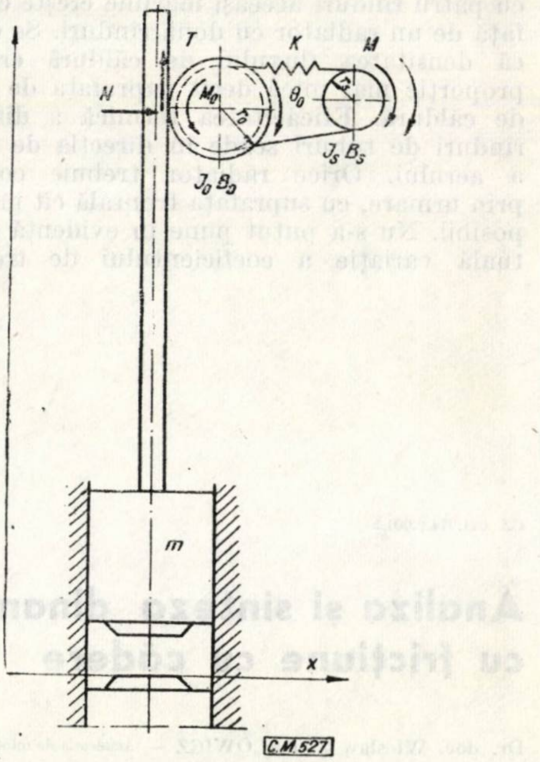


Fig. 3

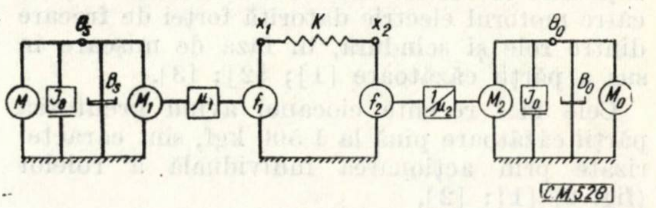


Fig. 4

Schema mecanică prezentată poate fi uşor descrisă prin următoarele ecuaţii diferenţiale:

$$
\begin{aligned}
J_s D^2 \theta_s + B_s D \theta_s + M_1 &= M, \\
K (X_1 - X_2) &= f_1, \qquad (1) \\
K (X_2 - X_1) + f_2 &= 0, \\
J_0 D^2 \theta_0 + B_0 D \theta_0 + M_0 &= M_2,
\end{aligned}
$$

unde, pentru derivatele timpului, a fost utilizat un operator:

$$D^n = \frac{d^n}{dt^n}. \qquad (2)$$

În plus, sînt date următoarele relaţii cunoscute rezultînd dintr-un raport de transmitere care leagă noduri individuale ale schemei sistemului (ecuaţii şi conexiuni):

$$\begin{aligned} M_1 &= r_s f_1, \\ M_2 &= r_0 f_2, \\ \theta_s r_s &= X_1, \\ \theta_0 r_0 &= X_2. \end{aligned} \qquad (3)$$

După transformări simple şi notaţii adecvate se obţine:

$$\begin{aligned} C_4 &= J_s J_0, \\ C_3 &= J_0 B_s + J_s B_0, \\ C_2 &= J_0 K r_s^2 + B_0 B_s + J_s K r_0^2, \\ C_1 &= K (B_0 r^2 + B_s r_0^2) \end{aligned} \qquad (4)$$

şi, luînd în considerare:

$$D\,\theta_s = \widetilde{\omega}_s \text{ şi } D\,\theta_0 = \widetilde{\omega}_0, \qquad (5)$$

se obţin următoarele ecuaţii diferenţiale determinînd dependenţa vitezelor unghiulare ale ambelor roţi în funcţie de timp.

$$(C_4 D^3 + C_3 D^2 + C_2 D + C_1)\widetilde{\omega}_s =$$

$$- (J_0 D^2 + B^0 D + K r_0^2) M - K r_s r_0 M_0; \qquad (6)$$

$$(C_4 D^3 + C_3 D^3 + C_2 D + C_1)\widetilde{\omega}_0 = K r_s r_0 M -$$

$$- (J_s D^2 + B_s D + K r_s^2) M_0.$$

Aceste viteze, pentru starea nemişcată, iau valorile:

$$\widetilde{\omega}_{ss} = \frac{r_0 (r_0 M - r_s M_0)}{B_0 r_s^2 + B_s r_0^2}, \quad \widetilde{\omega}_{0s} = \frac{r_s (R_0 M - r_s M_0)}{B_0 r_s^2 + B_s r_0^2}. \qquad (7)$$

Astfel, raportul de transmitere în stare rigidă este:

$$\left(\frac{\widetilde{\omega}_s}{\widetilde{\omega}_0}\right)_s = \frac{r_0}{r_s}; \qquad (8)$$

ca şi cum transmisia ar fi perfect rigidă.

Fenomenele tranzitorii după fiecare alternare a momentului de încărcare pot fi descrise de următoarea ecuaţie omogenă:

$$(C_4 D^3 + C_3 D^2 + C_2 D + C_1)\,\widetilde{\omega}_1 = 0,$$

unde:

$$i = s \text{ sau } i = 0.$$

Ecuaţia caracteristică are, pentru fiecare dintre ele, forma:

$$C_4 s^3 + C_3 s^2 + C_2 s + C_1 = 0. \qquad (9)$$

În continuare, se precizează o condiţie pentru stabilitatea neperiodică a mişcării tranzitorii a transmisiei.

După cum se ştie [6], o condiţie necesară şi suficientă pentru stabilitatea neperiodică a sistemului de ordinul 3 este de a face ca determinantul de mai jos şi toţi subdeterminanţii principali să fie mai mari ca zero:

$$W = \begin{vmatrix} 3\,C_4 & C_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2\,C_3 & C_3 & 3\,C_4 & C_4 & 0 & 0 \\ C_2 & C_2 & 2\,C_3 & C_3 & 3\,C_4 & C_4 \\ 0 & C_1 & C_2 & C_2 & 2\,C_3 & C_3 \\ 0 & 0 & 0 & C_1 & C_2 & C_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_1 \end{vmatrix} \qquad (10)$$

De aici condiţiile;

$$C_4 > 0;$$

$C_3 C_4 > 0$ care, faţă de condiţia 1, este sinonimă cu $C_3 > 0$;

$$C_3^2 - 3\,C_4 C_2 > 0; \qquad (11)$$

$$C_3^2 C_2 + 3\,C_4 C_3 C_1 - 6\;C_4 C_2 2 > 0; \qquad (12)$$

$$C_4 C_3^2 C_2^2 - 4\,C_4 (C_4 O_2^3 + C_1 C_3^2) + 18\,C_4 C_3 C_1 -$$

$$- 27\,C_4^3 C_1^3 > 0; \qquad (13)$$

$$W > 0 \text{ sau } C_1 > 0.$$

Presupunînd că $B_s = B_0 = B$, se revine la notaţiile originale [4]. Aşa cum rezultă, prima, a doua şi a şasea, condiţie sînt satisfăcute dintr-o dată, datorită proprietăţilor fizice ale sistemului.

Condiţia a treia va avea următoarea formă:

$$\frac{K}{B^2} < \frac{(J_0 - J_s)^2 + J_s J_0}{3\,J_s J_0 (J_0 r_s^2 + J_s r_0^2)}, \qquad (14)$$

unde condiţia a patra este:

$$\left(\frac{K}{B^2}\right)^2 (J_0 r_s^2 + J_s r_0^2)^2 + \frac{K}{B^2} \{(J_0 + J_s)^2 (J_0 r_s^2 +$$

$$+ J_s r_0^2) + 3\,J_0 J_s [(J_0 + J_s)(r_s^2 + r_0^2) -$$

$$- 4 (J_0 r_s^2 + J_s r_0^2)]\} > 6\,J_0 J_s - (J_0 + J_s^2). \qquad (15)$$

Deoarece formulele (14) şi (15) limitează, din ambele sensuri, raportul coeficientului de rigiditate al curelei, la pătratul coeficientului de frecare vîscoasă în lagărele angrenajului, condiţia (13) poate fi neglijată. Această condiţie a fost aleasă ca una care are caracter decisiv asupra stabilităţii neperiodice a transmisiei întrucît, după ce s-a stabilit raportul de reducere al transmisiei, contribuţia unui proiectant asupra mărimii momentului de inerţie al ambelor roţi de curea este nesemnificativă.

Pe de altă parte, ambii coeficienţi de rigiditate ai curelei cum şi cei de frecare vîscoasă pot fi modificaţi într-o gamă foarte largă. Primul depinde, indiferent de tip, de mărimea suprafeţei secţiunii transversale a curelei şi astfel, în cazul curelelor trapezoidale, de asemenea de cantitatea (numărul) de curele folosite în transmisiile în cauză.

Al doilea coeficient depinde de felul lagărelor şi indirect de forţa tensiunii în curea.

Presupunerea acceptată că frecarea vîscoasă are rol predominant în lagărele transmisiei poate fi uşor justificată.

Se poate dovedi [4] că, în cazul în care forţa de frecare (Coulomb) constituie o rezistenţă predominantă, în transmisie apar vibraţii ale curelei avînd amplitudinea constantă, deşi acest lucru nu este observat în practică.

Cîte un motor de curent alternativ constituie sursa de putere pentru fiecare din role. Principiul esenţial al funcţionării ciocanului în discuţie, face ca conectarea unui motor la acţionarea rolelor să fie mai liberă. Sarcina motorului datorită presării rolelor pe scîndură este astfel stabilită, încît viteza unghiulară de rotaţie să corespundă cu puterea liniară a caracteristicilor motorului. În timpul funcţionării motorului, momentul produs de acesta trebuie să fie egal cu momentul de încărcare şi, aşa cum s-a menţionat mai sus, un punct respectiv $(M_1, \widetilde{\omega}_s)$ va fi situat în general pe partea liniară a caracteristicilor. Astfel, momentul motor poate fi exprimat prin următoarea formulă :

$$M = \frac{M_n}{S_n}\left(1 - \frac{\widetilde{\omega}_s}{\widetilde{\omega}_p}\right) = \frac{M_n}{s_n} - \frac{M_n}{s_n\,\widetilde{\omega}_p}\,\widetilde{\omega}_s, \tag{16}$$

unde :

$s_n = \dfrac{\omega_p - \widetilde{\omega}_n}{\widetilde{\omega}_p}$ reprezintă alunecarea nominală;

M_n — momentul nominal;

M — momentul de încărcare real;

$\widetilde{\omega}_p$ — viteza unghiulară sincronă;

$\widetilde{\omega}_n$ — viteza unghiulară nominlă;

$\widetilde{\omega}_s$ — viteza unghiulară la încărcarea reală.

Substituind :

$$\frac{M_n}{s_n} = H \quad \text{şi} \quad \frac{M_n}{s_n\,\widetilde{\omega}_p} = A, \tag{17}$$

se obţine următoarea expresie :

$$M = H - A\,\widetilde{\omega}_s\,. \tag{18}$$

Ecuaţia diferenţială a mişcării relative de acţionare a ciocanului, cînd se iau în considerare caracteristicile liniare ale motorului, va avea următoarea formă finală :

$$(F_4 D^3 + F_2 D^2 + F_2 D + F_1)\,\omega_0 = K r_0 r_s H - \\ - (J_s d^2 + B_z D + K r_s^2)\,M_0\,, \tag{19}$$

unde :

$$F_4 = C_4,$$

$$F_3 = C_3 + J_0 A = J_0 B_s + J_s B_0,$$

$$F_2 = C_2 + B_0 A,$$

$$F_1 = C_1 + K r_0^2 A.$$

$B_z = B_0 + A$ reprezintă coeficientul substituţional de amortizare al motorului.

Se va analiza în continuare momentul M_0 care încarcă roata de curea de rază r_0, cu ajutorul rolelor de acţionare. În funcţie de principiul funcţionării şi comenzii ciocanului, ciclul său de lucru automat poate fi despărţit în trei faze :

— faza de accelerare a părţii căzătoare la mers în sus, în care rolele de acţionare sînt în contact cu scîndura;

— faza de mişcare cvasiliberă a părţii căzătoare (cînd rezistenţa forţelor de fricţiune în ghidaje este prezentă);

— faza de frînare, în timpul căreia rolele de acţionare lucrează în sens opus în contact cu scîndura.

Deoarece rolele antrenează scîndura cu ajutorul forţei de frecare T, atunci;

$$M_0 = r_r\,T, \tag{20}$$

unde : r_r este raza rolei de acţionare.

Astfel, dependenţa deplasării unghiulare a rolei de deplasarea rectilinie a părţilor căzătoare rezultă ca o consecinţă a forţei de frecare T. Se va analiza aceasta mai exact. În general :

$$T = \mu\,N, \tag{21}$$

unde :

μ este coeficientul de frecare între rolă şi scîndură;

N — forţa de presare totală a rolelor pe scîndură.

Deoarece ciocanul are un sistem de comandă automată, valoarea forţei de presare N variază în funcţie de faza de lucru şi, în consecinţă, forţa de frecare T se schimbă. Sistemul menţionat, a cărui schemă este arătată în figura 5, închide şi deschide contactul între role şi scîndură şi starea efectivă depinde de poziţia părţilor căzătoare.

În timpul acceleraţiei, rolele sînt presate de scîndură de forţa totală :

$$N = N_c\,. \tag{22}$$

Aceasta are loc în porţiunea de mişcare $y = H_p$.

Cînd partea căzătoare a trecut de această porţiune, este acţionat un mecanism cu pîrghii care provoacă întreruperea contactului între role şi scîndură. Atunci apare faza mişcării libere în sus şi în jos căci $N = 0$.

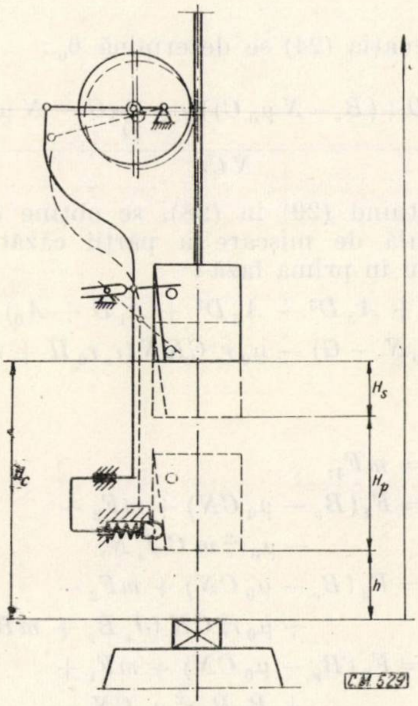


Fig. 5

Mişcarea în sus are loc în porţiunea $\Delta y = H_s$, iar mişcarea liberă în jos în porţiunea $\Delta y = H_c - h$.

În porţiunea $\Delta y = h$, din nou $N = N_c$.

Astfel mecanismul de comandă acţionează ca un releu cu histerezis. Această zonă a fost arătată în figura 6.

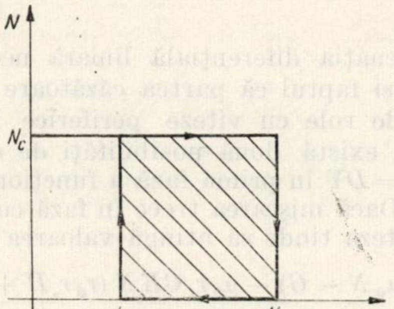


Fig. 6

Dacă creşte lungimea porţiunii de parcurs de-a lungul căreia partea căzătoare se mişcă, atunci creşterea presiunii rolei de la N_c la 0 apare la $y = H_p$. Dacă distanţa descreşte, trecerea de la 0 la N_c apare la $y = h$.

Frecvent, porţiunea h deasupra nicovalei are o lungime constantă, precis determinată (200—300 mm), depinzînd de înălţimea matriţei închise. Valoarea $H_p = H_c - H_s$ este determinată de o viteză finală indispensabilă în porţiunea de acceleraţie, de care depinde oprirea părţii căzătoare în poziţia superioară în timpul mişcării decelerate cvasilibere în sus. Valoarea cursei totale H_c depinde de energia cinetică de lovire necesară a părţii căzătoare. Valorile H_s şi H_p rezultă din analiza mişcării în sus a acestei părţi. Schimbarea presupusă de valoare (salt) a forţei de presare a rolelor pe scînduri este aproximativă, abătîndu-se uşor de la realitate (este adevărat că variaţia valorii N apare într-un timp foarte scurt dar finit). Presupuneri similare legate de forţa de fricţiune T ar fi eronate. Aceasta se datoreşte faptului că coeficientul de fricţiune între role şi scînduri nu poate fi considerat constant. În timpul fazei de accelerare la mişcarea în sus şi frînare la mişcare în jos, coeficientul este o funcţie de distinctă de viteza de alunecare în lungul scîndurii V_p:

$$V_p = r_r D \theta_0 - D_y, \tag{23}$$

unde:

$r_r D \theta_0$ — este viteza periferică a rolelor (întotdeauna pozitivă);

Dy — viteza părţilor căzătoare, pozitivă la mişcarea în sus şi negativă la cea în jos.

Această dependenţă a coeficientului de frecare, de viteză în cazul examinat, este cel mai bine reprezentată de funcţia exponenţială:

$$\mu = \mu_0 \exp. (-C V_p) \tag{24}$$

unde:

μ_0 este coeficientul de frecare statică;

C — constanta (s/m) cu valoarea $\frac{1}{35} \div \frac{1}{50}$ depinzînd de material şi de starea rolei şi suprafeţelor scîndurii.

În faza a doua cînd nu există contact între rolă şi scîndură, $N = 0$ în conformitate cu (7) şi $T = 0$.

Corespunzător principiului lui d'Alembert, forţa de fricţiune trebuie să aibă următoarele valori în decursul fiecărei faze:

$$T = m D^2 Y + T_p + G,$$
$$T = 0, \tag{25}$$
$$T = m D^2 y + T_p + G,$$

$T_p = B_p DY$ fiind forţa şi B_p, coeficientul de frecare vîscoasă între berbec şi ghidaje.

Ca rezultat al analizei făcute se poate considera următorul sistem de ecuaţii :

— ecuaţia mişcării rolelor de acţionare (19) rezultînd din (1), (3), şi (16) ;

— ecuaţia de echilibrare a momentelor de încărcare (20) ;

— ecuaţia de legătură care determină relaţia dintre forţa de presare a rolelor N şi forţa de frecare a rolelor pe scîndură T (21) ;

— caracteristicile statice ale sistemului de comandă a ciocanului (fig. 6) ;

— ecuaţia de echilibru dinamic al părţii căzătoare în fazele individuale ale lucrului său (25) ;

— ecuaţia care determină valoarea coeficientului de frecare (24) care, după ce a fost luată în considerare relaţia (23), a fost exprimată în formă liniară :

$$\mu = \mu_0 [1 - C (r_r D \theta_0 - D_v)]. \qquad (26)$$

Prima dintre ecuaţiile (25) referitoare la prima fază a lucrului ciocanului, corelată cu ecuaţiile (21) şi (26), dă expresia ;

$$m D^2 y + B_p \cdot Dy = \mu_0 N + D [\mu_0 N_c (y - r_r \theta_0)] - G. \qquad (27)$$

Bazat pe modelul matematic de mai sus incluzînd ecuaţiile (13), (3), (16), a fost întocmită o schemă bloc (fig. 7).

În această schemă s-a arătat un releu ca echivalent matematic al sistemului de pîrghii al comenzii ciocanului (fig. 5).

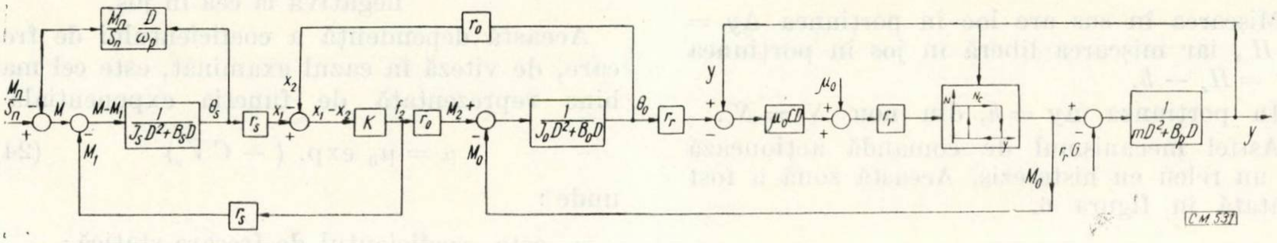


Fig. 7

Se vede clar în schemă că, în momentul cînd valoarea forţei de presare descreşte la zero, întregul sistem, constînd din motor, transmisie cu curea, role şi părţi căzătoare, intră ca două sisteme automate cu mişcare independentă.

Fenomenele ce se ivesc în timpul primei şi celei de a treia fază a funcţionării ciocanului pot fi exprimate prin aceleaşi ecuaţii diferenţiale.

Diferenţa între ele reiese numai din condiţiile iniţiale, ceea ce în sinteza dinamică nu este esenţial.

Se consideră prima fază a funcţionării ciocanului. Această fază va furniza anumite condiţii de sinteză. Atunci cînd valoarea M_0 rezultînd din relaţia (20) şi din prima dintre ecuaţiile (25) este substituită în ecuaţiile (19), se obţin următoarele :

$$(F_4 D^4 + F_3 D^3 + F_2 D^2 + F_1 D)\, \theta_0 = K r_s r_0 H + r_r r_s^2 G K - r_r (J_s D^2 + B_z D)(mD^2 B_p D) Y. \qquad (28)$$

Din ecuaţia (24) se determină θ_0 :

$$\theta_0 = \frac{[mD + (B_p - N \mu_0 C)]\, y + \frac{1}{D}(G - N \mu_0)}{N C r_r}. \qquad (29)$$

Substituind (29) în (28), se obţine ecuaţia diferenţială de mişcare a părţii căzătoare a ciocanului în prima fază :

$$(A_4 D^4 + A_3 D^3 + A_2 D^2 + A_1 D + A_0)\, DY + F_1 (\mu_0 N - G) - \mu_0 r_r CKN (r_s r_0 H + r_r r_s^2 G) \qquad (30)$$

unde :

$$\begin{aligned} A_4 &= mF_4, \\ A_3 &= F_4 (B_p - \mu_0 CN) + mF_3 - \\ &\quad - \mu_0 r_r^2 m C J_s N, \\ A_2 &= F_3 (B_p - \mu_0 CN) + mF_2 - \\ &\quad - \mu_0 r_r^2 CN (J_s B_p + mB_z), \\ A_1 &= F_2 (B_p - \mu_0 CN) + mF_1 + \\ &\quad + B_z B_p r_r^2 \mu_0 CN, \\ A_0 &= F_1 (B_p - \mu_0 CN). \end{aligned} \qquad (31)$$

Atît ecuaţia diferenţială liniară neomogenă (30), cît şi faptul că partea căzătoare este acţionată de role cu viteze periferice limitate, arată că există două posibilităţi de creşterea vitezei $v = DY$ în prima fază a funcţionării ciocanului. Dacă mişcarea trece în fază constantă, atunci viteza tinde să atingă valoarea :

$$v = \frac{F_1 (\mu_0 N - G) - \mu_0 r_r CKN (r_0 r_s H + r_r r_s^2 G)}{F_1 (B_p - \mu_0 CN)}. \qquad (32)$$

Dacă viteza nu tinde spre valoare constantă, ea trebuie să ajungă la o „stare deplină”, condiţionată de limitarea menţionată a vitezei periferice a ambelor role. Desigur, valoarea vitezei de mişcare în sus (32) trebuie să fie pozitivă pe baza direcţiei axelor sistemului de coordonate acceptat (fig. 3). Coeficientul A_0 prezent la numitorul expresiei (32), este negativ cînd $F_1 > 0$, iar coeficientul frecării vîscoase B_p este apropiat sau chiar în anumite cazuri (o suspensie ideală a părţii căzătoare şi un joc suficient de mare în ghidaje) egal cu zero.

Pe de altă parte, diferenţa $\mu_0 N - G$ este pozitivă deoarece altfel mişcarea în sus a părţilor căzătoare nu ar fi posibilă. De aici, pentru că $F_1 > 0$, trbuie ca :

$$\mu_0 r_r CKN (r_0 r_s H + r_r r_s^2 G) > F_1 (\mu_0 N - G), \quad (33)$$

aceasta fiind prima condiţie de sinteză.

Alte condiţii rezultă din analiza mişcării tranzitorii a părţilor căzătoare. Această perioadă este caracterizată prin următoarea ecuaţie omogenă :

$$(A_4 D^4 + A_3 D^3 + A_2 D^2 + A_1 D + A_0)\, v = 0,$$

a cărei ecuaţie caracteristică are forma :

$$A_4 s^4 + A_3 s^3 + A_2 s^2 + A_1 s + A_0 = 0. \quad (34)$$

Cum :

$$A_0 = F_1 (B_p - \mu_0 CN) < 0,$$

rezultă că cel puţin două rădăcini ale ecuaţiei (34) sînt reale, una dintre ele fiind negativă, cealaltă pozitivă. Este chiar neîndoios că, în prima fază a funcţionării ciocanului, o creştere rapidă posibilă a vitezei părţii căzătoare care să determine timpul cel mai scurt al unui ciclu ar fi foarte avantajoasă. Aceasta va fi posibil atunci cînd, cu excepţia uneia, toate celelalte rădăcini ale ecuaţiei caracteristice (34) ar fi pozitive.

Pentru a stabili condiţiile de sinteză ce rezultă dintr-o astfel de ipoteză s-a folosit criteriul de stabilitate al lui Routh. Se dă în continuare prima coloană a coeficienţilor Routh ai ecuaţiei (34) :

$$A_4,$$

$$A_3,$$

$$a_1 = \frac{A_2 A_3 - A_4 A_1}{A_3},$$

$$b_1 = \frac{A_1 (A_3 A_2 - A_4 A_1) - A_3^2 A_0}{A_3 A_2 - A_4 A_1}$$

$$A_0.$$

După cum se ştie apar trei rădăcini, cu o parte pozitivă reală, a ecuaţiei caracteristice de ordinul IV, cînd în prima coloană a coeficienţilor de eşalonare Routh apar trei schimbări de semne.

Deoarece $A_4 > 0$ şi $A_0 < 0$, există deci trei posibilităţi pentru satisfacerea condiţiei cerute ;

$$\begin{array}{ccc} I & II & III \\ A_3 < 0 & A_3 < 0 & A_3 > 0 \\ a_1 > 0 & a_1 < 0 & a_1 < 0 \\ b_1 > 0 & b_1 > 0 & b_1 > 0 \\ A_0 < 0 & A_0 < 0 & A_0 < 0. \end{array} \quad (35)$$

Primele două cazuri cu condiţia $A_3 < 0$ ar trebui excluse din aceste trei cazuri posibile. Întrucît :

$$\frac{A_3}{A_4} = s_1 + s_2 + s_3 + s_4,$$

unde s_k ($k = 1, 2, 3, 4,$) este rădăcina ecuaţiei (34) iar $A_3 < 0$, înseamnă că valoarea absolută a uneia dintre rădăcinile negative depăşeşte suma restului de trei.

O influenţă puternică a acestei rădăcini negative va scădea gradul de creştere al vitezei părţii căzătoare în prima fază a funcţionării ciocanului, deoarece cursa tranzitorie $v = f(t)$ se va dirija spre direcţia pozitivă a axei timpului.

Se acceptă deci :

$$A_3 = F_4 (B_p - \mu_0 CN) + mF_3 - \\ - \mu_0 r_r^2 mCJ_s N > 0, \quad (36)$$

aceasta fiind a doua condiţie de sinteză.

Întrucît în conformitate cu (35 III) $a_1 < 0$ atunci cînd $A_3 > 0$ înseamnă că :

$$A_2 < \frac{A_4 A_1}{A_3}. \quad (37)$$

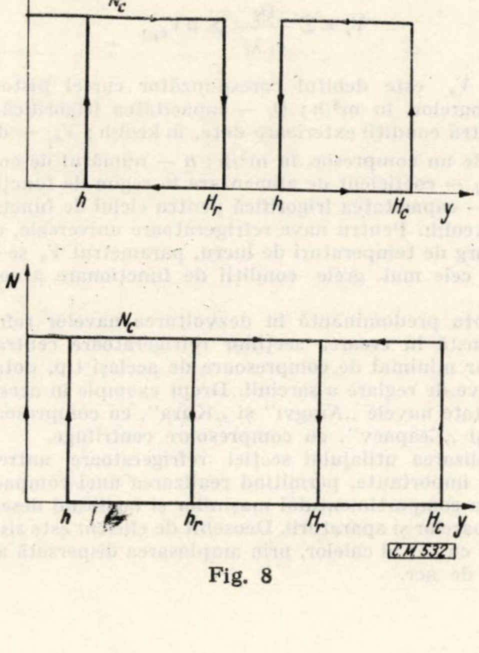


Fig. 8

Avînd $b_1 > 0$, cînd a fost considerată ecuaţia (37), trebuie să urmeze:

$$A_1(A_3A_0 - A_4A_1) - A_3^2A_0 < 0. \qquad (38)$$

Notarea relaţiilor (37) şi (38) cu ajutorul lui (31) nu este dificilă. Astfel, s-au obţinut patru condiţii de sinteză care ajută la determinarea limitelor forţei de presare a rolei N_c pe scîndură, parametrii motorului electric de acţionare de curent alternativ exprimat prin constanta H şi raza de acţionare r_r.

S-au dat condiţiile de sinteză ale transmisiei rezultînd din stabilitatea aperiodică presupusă a mişcării sale (14) şi (15). De asemenea s-a menţionat că prezentarea sistemului de comandă al ciocanului ca un releu cu histerezis sugerează posibilitatea unor astfel de schimbări constructive ale acestui sistem încît releul să acţioneze atît la ridicarea părţilor căzătoare cît şi la mişcarea lor în jos. Deci poate fi conceput un ciocan cu acţiune bilaterală şi cu o energie sporită de şoc în comparaţie cu soluţia tradiţională. Acţionarea sistemului de comandă a unui astfel de ciocan este reprezentată în figura 8.

În figura 8 în secţiunea $0 - h_r$ este arătată mişcarea accelerată în sus, iar în secţiunea $H_c - h_r$ are loc mişcarea accelerată în jos; secţiunea $h - 0$ prezintă frînarea la mişcarea în jos.

Construcţia sistemului corespunzător diagramei din figura 8 nu prezintă nici o dificultate din punct de vedere funcţional.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zimin, A. I.*: Maşinî i avtomatî kuzniecino —stampovocino proizvodstvo. Moscova, Maşghiz, 1953.

[2] *Ignalov, A. A.* Mloty matrycowe, Warszawa, PWT, 1953.

[3] *Gube, G.* Mloty kuznicze, Warszawa, WNT, 1964.

[4] *Zapalowicz, W.* Analiza i synteza dynamiczna przekladni pasowej. În: Archiwum budowy maszyr, nr.3, 1968.

[5] *Dunaiev, P. A.* Rasciot parametrov kuzniecinîh molotov. Moscova, Maşghiz, 1949.

[6] *Meerov, M. V., Dianov, V. G.*, Teoria avtomaticeskovo regulirovania i avtoreguliatorî. Moscova, Gostoptehizdat, 1963.

Documentare

Sudostroenie,

nr. 3, 1970

L. Z. Melţer. **Alegerea schemei de amplasare a instalaţiilor frigorifice de navă.**

O problemă însemnată în legătură cu construcţia navelor refrigeratoare moderne constă în alegerea tipului şi numărului compresoarelor frigorifere. Realizarea capacităţii frigorifice necesare a instalaţiei reclamă îndeplinirea condiţiei,

$$V_s = \Sigma \frac{Q_i}{q_i \lambda_i} \geqslant n V_{s_i},$$

în care V_s este debitul corespunzător cursei pistoanelor compresoarelor, în m³/h; Q_i — capacitatea frigorifică necesară pentru condiţii exterioare date, în kcal/h; V_{s_i} — debitul espirat de un compresor, în m³/h; n — numărul de compresoare; λ_i — coeficient de alimentare în regim de funcţionare dat; q_i — capacitatea frigorifică pentru ciclul de funcţionare dat, în kcal/h. Pentru nave refrigeratoare universale, cu domeniu larg de temperaturi de lucru, parametrul V_s se determină în cele mai grele condiţii de funcţionare a compresoarelor.

Tendinţa predominantă în dezvoltarea navelor refrigeratoare constă în crearea secţiilor refrigeratoare centralizate cu număr minimal de compresoare de acelaşi tip, dotate cu dispozitive de reglare a sarcinii. Drept exemple în acest sens pot fi citate navele „Aragvi" şi „Kura", cu compresoare cu piston, şi „Ceapaev", cu compresoare centrifuge.

Centralizarea utilajului secţiei refrigeratoare antrenează avantaje importante, permiţînd realizarea unei compactităţi ridicate a compartimentului maşinilor şi facilitînd deservirea compresoarelor şi aparaturii. Deosebit de eficient este sistemul de răcire cu aer al calelor, prin amplasarea dispersată a răcitoarelor de aer.

Tabela 1

Indicele	Sistem centralizat	Sistem descentralizat
Agent frigorific	F-22	F-22
Agent frigorific intermediar	Saramură	—
Limita inferioară a temperaturii din cale corespunzătoare unei singure trepte de comprimare, °C	−20	−25
Capacitatea frigorifică totală necesară, %	100	91−92
Puterea acţionării electrice a compresoarelor, %	100	87−88
Productivitatea efectivă specifică, kcal/kWh	∼2360	∼3300
Greutatea totală a compresoarelor, %	100	70

În ultimii ani s-au afirmat schemele descentralizate cu mai multe compresoare cu freon F-22. În cadrul acestora se aplică principiul instalaţiilor automate de grup, ceea ce permite realizarea schemelor elementare cu o singură treaptă. Productivitatea acestor instalaţii este controlată prin reglajul bazat pe comutarea supapelor.

Indicii tehnico-economici ai sistemelor refrigeratoare descentralizate pentru nave universale de mare capacitate marchează o micşorare a greutăţii totale faţă de cazul sistemelor centralizate, cu toate că numărul de compresoare este mărit, datorită posibilităţii de utilizare a compresoarelor cu dimensiuni mai coborîte şi viteze de rotaţie mai ridicate. Durabilitatea generală a sistemului se măreşte, iar consumul de ungere se micşorează, întrucît sistemele descentralizate nu necesită agent frigorific intermediar. Această particularitate conferă sistemelor descentralizate indici tehnico-economici superiori, evidenţiaţi în tabela 1; datele din tabela 1 se referă la nave refrigeratoare cu capacitatea calelor de $\sim$ 12 000 m^3, pentru cădere de temperatură în compartimentele de încărcare de la +12 la −25°C.

G. Z

Sudostroenie,

nr. 4, 1970

D. G. Sokolov, N. N. Rodionov şi E. G. Frid.

Proiectarea primului tanc sovietic de 150 000 t

Dezvoltarea necontenită a producţiei şi exportului de petrol reclamă necesitatea construirii unor nave de transport cu capacitate sporită. În acest scop, între 1968 şi 1969 s-au desfăşurat lucrările de studii şi proiectare pentru un tanc petrolier de mare tonaj. În legătură cu dificultăţile aferente deplasării prin strîmtori şi cu cerinţa de asigurare a unor caracteristici corespunzătoare de manevrabilitate, studiile au condus la preconizarea capacităţii de 150 000 t pentru noul tanc.

În prima etapă a proiectării s-au examinat căile de realizare a gradului înalt de manevrabilitate, evaluîndu-se eficienţa utilizării diferitelor mijloace active de comandă. Ca rezultat s-a adoptat soluţia instalaţiilor de transfer la pupa şi prova. De asemenea, s-au făcut investigaţii privind viteza optimă de deplasare a tancului, precizată la 16,3—16,5 noduri. Pentru asigurarea aeestei viteze s-a estimat la 30 000 CP puterea instalaţiei energetice.

În vederea stabilirii formulei energetice s-au comparat mai multe variante, de exemplu instalaţie de turbină cu abur cu supraîncălzire intermediară şi instalaţii cu motor diesel lent sau semirapid. Mai avantajoasă a rezultat prima variantă, comportînd gabarite, greutate şi preţ de construcţie mai mici, combustibil mai ieftin, consum de lubrifiant mai redus, cheltuieli de reparaţii mai moderate. O altă caracteristică favorabilă a instalaţiei de turbină cu abur s-a concretizat în posibilitatea de micşorare a vitezei de rotaţie a arborelui de elice, prilejuind îmbunătăţirea calităţilor de propulsie ale navei. Calculele au condus la determinarea parametrilor aburului (presiunea în cazan de 80 at, temperatura de supraîncălzire de 515°C), pentru consumul specific de combustibil de 183 g/CPh. Turbina instalaţiei este deservită de cazanul principal de 84 t/h, cazanul de siguranţă de 35 t/h şi cinci regeneratoare de abur. În componenţa instalaţiei mai intră o staţie electrică, cu două turbogeneratoare de cîte 1250 kW şi un diesel — generator de 400 kW.

Tancul a fost conceput în varianta cu punte continuă, fiind caracteristică lipsa dunetei şi a suprastructurii medii. Datorită renunţării la puntea din faţă s-a realizat o simplificare a construcţiei, micşorîndu-se totodată volumul lucrărilor de vopsire în exploatare. S-a recurs la elemente de tipizare a suprastructurii de locuit, pe baza cabinelor etajate. La amplasarea compartimentelor de locuit şi sociale s-a acordat atenţia cuvenită confortului (cabine individuale pentru echipajul de 34—36 persoane, salon, bibliotecă, sală de sport, bazin etc.).

Productivitatea totală a pompelor de încărcare a fost preconizată la 10 % din capacitatea navei, realizată cu trei pompe de cîte 5000 m^3/h. Sistemul de comandă de la distanţă a încărcării a fost echipat cu indicatoare de nivel şi semnalizatoare de transmisie. S-a prevăzut preîncălzirea tancurilor pentru menţinerea temperaturii încărcăturii în limite uzuale. În interiorul tancurilor au fost dispuse hidromonitoare pentru spălare cu apă de mare, tratată eventual cu aditivi. Un înalt grad de automatizare caracterizează instalaţia energetică a navei.

La alegerea dimensiunilor principale s-a ţinut seamă că înălţimea bordurilor trebuie să asigure spaţiul excedentar necesar balastului, capacitatea compartimentelor în această destinaţie reprezentînd circa 20 % din capacitatea tancurilor de petrol. Dimensiunile principale sînt următoarele: lungimea între perpendiculare — 272 m; lăţimea — 45 m; linia de plutire — 17 m; înălţimea bordurilor — 24,4 m; coeficientul de plenitudine — 0,83.

G. Z.

Morgardshammar AB (Suedia) — Inf. tehnice,

13 Aprilie 1970

O nouă maşină de tras cabluri metalice

Cele mai multe din maşinile actuale de tras cabluri sînt de construcţie cu mare suprafaţă, proiectată orizontal.

Dezvoltarea instalaţiilor este mult limitată cu astfel de maşini ca urmare a lipsei suprafeţelor mari necesare în halele industriale.

Din acest motiv s-au înregistrat continuu cerinţe pentru maşini cît mai compacte.

Uzinele AB Arboga Mekaniska Verkstad din Suedia au construit o nouă maşină de tras cabluri metalice ,,COMPACT-LINE'' care corespunde acestui deziderat.

Noua maşină este construită pe două sau mai multe niveluri (fig. 1).

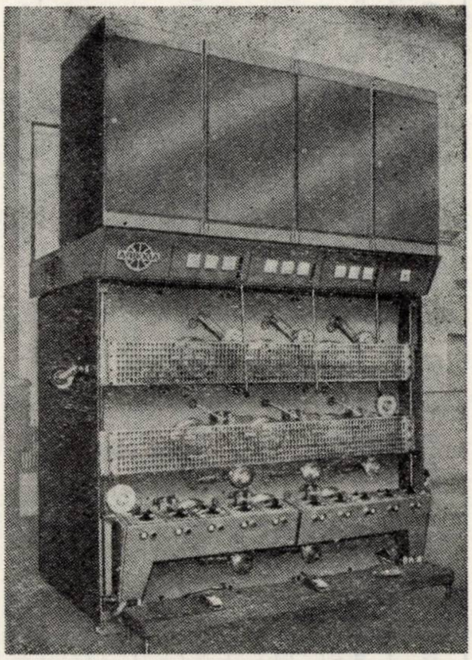


Fig. 1

Supravegherea şi lucrul la maşină sînt foarte comode ca urmare a lungimii sale reduse.

Prima maşină COMPACTLINE a fost expusă la o expoziţie internaţională din Londra, în aprilie a.c.

Maşina are 9 blocuri şi este dispusă pe trei niveluri.

Cotele maşinii sînt: 2,8 m lungime şi 1,5 m lăţime, ceea ce înseamnă numai 4,2 m^2 suprafaţă ocupată şi reprezintă o economie de 67 % din suprafaţa ocupată de maşinile convenţionale. Maşina este construită pentru fire din bronz cu diametrul de intrare de la 1,6 mm pînă la 0,8 mm la o viteză de 15 m/s. Fiecare bloc are un motor de 5,3 kW, ceea ce este suficient pentru a trage sîrmă de oţel cu diametre înte 3 şi 1,55 mm la 10 m/s.

S. M. M.

Tabela 1

	Locomotive de mină											Locomotive industriale				
Tip	LGB 2	LGB 4	LGB 4l	LGB 9	LGBT 9	LGD 14–A	LGD 14–B	LGT 14	LGT 22A	LGT 22B	LGD 22	LIB 9	LID 9	LID 45	LIDT 45	LIT 45
Comanda	Baterie	Baterie	Baterie troleu	Baterie	Baterie troleu	Troleu	Troleu	Diesel electr.	Troleu	Troleu	Diesel electr.	Baterie	Diesel electr.	Diesel electr.	Diesel. electr. tr.	Troleu
Tens. troleu c.c.	—	—	max. 550	—	max. 550	250	550	—	250	550	—	—		—	max.	750
Greut. totală, t	2	4		9		14			22			9		45		
Ecartament, mm	600–900	600–900		600–900		600–900			600–900			900–1435		900–1435		
Diam. roată, motoare, mm	450	450		450		900			900			450		900		
Nr. axe	2	2		2		2			2			2		4		
Nr. unități de comandă	1	1		2		1			2			2		4		
Lanț transm. între axe	da	da		nu		da			nu			nu		nu		
Efort max. de tracțiune, kg	600	1 150		2×1150=2300		3 250			2×3250=6500			2×1150=2300		4×3250=13 000		
Efort uni-orar de tracțiune, kg	180	500		2× 500=1000		1 350			2×1350=2700			2×500=1000		4×1350=5400		
Viteza maximă, km/h	15,0	17,0		17,0		25,0			25,0			17,0		40,0		
Viteza uni-orară, km/gh	6,4	5,0		5,0		11,1	12,8		11,1	12,8	14,3	5,0		17,3	D 8,5 T 17,3	17,3
Raport de transmisie	24 : 1	20 : 1		20 : 1		20 : 1			20 : 1			20 : 1		20 : 1		
Nr. frîne combinate	2	2		4		2			4			4		8		
Motor de tracțiune Tip	DCB 2	LJG 180		LJG 180		LJB 23–3			LJB 23–2			LJG 180		LJB 23–3		
kW60 min	3,5	7,5		7,5		63,0			63,0			7,5		63,0		
V rot/,min	70 1 800	70 1 200		70 1 200		330 2 040			330 2 040			70 1 200		330 2 040		
Putere totală kW	2×3,5	2×7,5		2×7,5		1×63			2×63			2×7.5		4×63		
Grup diesel Motor CP. rot/min	—	—		—		—		106 2 100	—		240 2 200	—	36 2 200	240 2 200	240 2 200	—
Grup diesel Gen. kW V	—	—		—		—		54 250	—		142 660	— —	17,5 70	142 660	142 660	—
Nr. Total motor diesel kW	—	—		—		—		1 1×54	—		1 1×142		ε1 1×17,5	2 2×142	1 1×142	—

SIP — Suedia — Tehnologie şi cercetare

16 aprilie 1970

Un dispozitiv mecanic simplu care împiedică derapajul

La Institutul de tehnologie din Stockholm s-a pus la punct un dispozitiv mecanic, simplu şi ieftin, care evită blocarea roţilor automobilului sub acţiunea frînelor.

Dispozitivul este montat separat la fiecare roată şi nu necesită consum de energie pentru a funcţiona. El se compune dintr-un ax rotitor, ca acela al tahometrelor, legat prin intermediul unui resort spiral de un disc greu din oţel. Aceste două elemente formează împreună un sistem oscilant care posedă o anumită frecvenţă.

Dispozitivul funcţionează după cum urmează. Cînd automobilul se deplasează normal, el ca şi roţile are aceeaşi viteză de înaintare. Dacă se frînează pe un drum alunecos, roţile tind să se blocheze cu mult înainte ca automobilul să se oprească. În timp ce viteza roţilor se anulează brusc, corpul automobilului îşi continuă mişcarea de înaintare ceea ce provoacă frecvent derapajul şi pierderea controlului asupra direcţiei. Pentru a suprima acest fenomen, noul dispozitiv de siguranţă intervine în momentul critic, de exemplu, cînd roţile ating o viteză corespunzătoare vitezei de înaintare de 20 km/h. Frecvenţa proprie a dispozitivului este astfel stabilită încît, în acest moment, discul cu resortul spiral provoacă o mişcare pulsatorie comparabilă cu frînarea cu intermitenţe pe care o execută şoferul pentru a evita derapajul.

Frecvenţa intervalului acestor pulsaţii de frînare şi viteza la care dispozitivul intră în funcţiune depind fireşte de frecvenţa proprie a dispozitivului, deci de caracteristicile discului şi resortului utilizate. Frînarea la intervale foarte scurte se produce pînă ce viteza automobilului şi a roţii coincid valoric. Cu toate că limitele între care se poate fixa valoarea vitezei la care se declanşează frînarea pulsatorie sînt foarte largi s-a ales viteza de 20 km/h, deoarece la o viteză inferioară eventualul blocaj al roţilor nu mai prezintă, practic, nici un pericol pentru siguranţa rutieră.

S. M. M.

Transport feroviar în mine şi în industrie

S. Scott — (Railway transportation in mineres and industry—ASEA)

Întreprinderile suedeze ASEA au iniţiat un program vast de dezvoltare a locomotivelor pentru mine şi scopuri industriale.

În prezent, cererea de trenuri comandate automat creşte continuu, atît în transportul minier, cît şi în cel industrial. Adoptarea unui sistem de tracţiune automat face posibilă reducerea cheltuielilor de exploatare, creşterea economicităţii de funcţionare şi mărirea poductivităţii muncii.

Locomotivele construite de ASEA sînt de tipul LG pentru mine şi de tipul LI pentru uz industrial.

În tabela 1, (pag. 508) se arată datele principale ale acestor locomotive.

După cum se vede, locomotivele de mine au greutatea începînd cu 2 tone şi terminînd cu 22 tone, iar cele pentru uz industrial între 9 şi 45 tone. Primele au fost dimensionate pentru a corespunde cerinţelor miniere, în timp ce locomotivele industriale au evident ecartament mai mare şi sînt mai liber proporţionate. Aceste locomotive corespund şi cerinţelor impuse de locomotivele de manevră.

Cele două serii de locomotive se deosebesc în oarecare măsură la exterior, dar, cu excepţia tipului LGB2, componenţa interioară nu este deosebită. Locomotivele sînt construite din agregate standard, care uşurează în mod substanţial întreţinerea şi stocarea pieselor de schimb.

De pildă, locomotivele de 4 şi 9 tone posedă acelaşi tip de transmisie care cuprinde arborele de transmisie, lagărele şi roţile, diferenţialul cu frînele disc şi motorul electric de tracţiune. În acelaşi mod, locomotivele mai grele posedă o versiune mai mare a aceluiaşi sistem de transmisie.

La locomotivele diesel-electrice de 22 şi 45 tone, controlul vitezei este realizat prin binecunoscutul sistem de excitare cu trei cîmpuri. La toate celelalte locomotive, sistemul este realizat cu tiristoare în circuitul principal după un sistem special pulsant. Tiristoarele înlocuiesc contactoarele utilizate în mod normal şi de asemenea rezistenţele de pornire, care absorb prea multă putere. Pentru locomotivele cu baterii de acumulatoare, rezultă o considerabilă creştere a duratei de folosire a acestora. Cum tiristorul este complet static, uzura pieselor în mişcare din instalaţia de comandă a fost aproape complet eliminată şi deci rezultă o micşorare însemnată a cheltuielilor de întreţinere.

Locomotivele de 4 şi 9 tone cu baterii sînt prevăzute cu un redresor încorporat pentru conectarea cu prizele de încărcare de curent alternativ, şi deci nu sînt necesare staţii speciale de încărcare.

Bateriile de acumulatoare cu plumb-acid au o capacitate suficientă pentru a asigura funcţionarea normală pe o durată de două schimburi de lucru, cu încărcare în durata celui de-al treilea schimb.

Toate locomotivele posedă motoare moderne de tracţiune cu curent continuu de tipul LJ, special construite pentru a face faţă mediului sever din mine şi din diferite industrii.

Locomotivele pot fi realizate pentru acţionarea prin baterii cu troleu, combinaţie baterie-troleu sau diesel electrice. Echipamentul electric poate fi uşor adaptat pentru lucrul în tandem sau pentru comanda de la distanţă.

S.M.M.

Recenzii

IU. F. PONOMARENCO. Incercarea transmisiilor hidraulice

Editura Maşinostroenie, Moscova, 1969

Referitor la construcţia şi perfecţionarea transmisiilor hidraulice, în ultimul timp, au apărut mai multe lucrări efectuate de diferite uzine producătoare şi institute de cercetări. Lucrarea recenzată tratează în mod detaliat aspectele teoretice şi practice legate de standurile, instalaţiile, aparatura şi metodologia de lucru necesare la încercarea transmisiilor hidraulice în condiţii de laborator şi exploatare.

Ca material de bază în lucrare sînt folosite rezultatele cercetărilor îndelungate-teoretice şi experimentale-efectuate asupra unei largi game de transmisii hidraulice efectuate de institutul de cercetări miniere A. A. Scocinschi, precum şi ale unor firme şi uzine străine cu renume în acest domeniu.

Lucrarea cuprinde 290 pagini şi este împărţită în 5 capitole :

— instalaţiile şi aparatura ştandurilor de încercare ;
— încercarea transmisiilor hidraulice ;
— încercarea transmisiilor hidraulice volumetrice ;
— cercetarea proprietăţilor dinamice a transmisiilor hidraulice ;
— încercări în condiţii de exploatare.

Capitolul I tratează problemele legate de dispozitivele de frînare, atît sub aspectul constructiv şi funcţional, cît şi din punct de vedere teoretic, referitor la determinarea momentelor de frînare. Tot aici este descrisă cu scheme de principiu şi constructive aparatura şi dispozitivele auxiliare necesare măsurării şi înregistrării diferiţilor parametri la cercetarea transmisiilor hidraulice şi hidrovolumetrice în condiţii de laborator, uzină şi exploatare.

În capitolele II şi III sînt descrise şi redate prin scheme de principiu diferite tipuri de standuri folosite la încercarea transmisiilor hidraulice şi hidrovolumetrice, precum şi unele încercări speciale referitoare la cercetarea circulaţiei lichidului, forţelor axiale, a caracteristicilor exterioare la diferite umpleri şi altele.

O atenţie deosebită în aceste capitole se acordă metodologiei de experimentare pe standuri, precum şi a măsurilor ce trebuie luate înainte de începerea experimentărilor şi în timpul acestora, pentru ca erorile măsurărilor să fie minime, mai ales în ce priveşte trasarea caracteristicilor exterioare, care reflectă cel mai mult proprietăţile şi calităţile unei maşini hidraulice.

Capitolul IV se ocupă de cercetarea transmisiilor hidraulice sub aspectul proprietăţilor dinamice. După descrierea standurilor folosite în acest scop şi după expunerea metodologiei de cercetare a acestor proprietăţi, se dau o serie de exemple concrete cu oscilograme înregistrate ale regimului de lucru pentru diferite transmisii hidraulice.

O parte deosebit de valoroasă în acest capitol o constituie tratarea pe larg a problemelor legate de determinarea caracteristicilor amplitudine-frecvenţă şi amplitudine-fază ale maşinilor hidraulice, probleme puţin tratate pînă în prezent.

Ultimul capitol se ocupă de aspectul încercării transmisiilor hidraulice în condiţii de exploatare. După o expunere detaliată a scopului şi a problemelor ce trebuie elucidate prin aceste încercări, se dau o serie de exemple cu efectul pe care îl au transmisiile hidraulice asupra eforturilor apărute în organele de lucru ale diferitelor instalaţii şi maşini ca : lanţurile de tracţiune ale transportoarelor cu raclete şi a transportoarelor cu bandă şi lanţ, organele de tăiere ale havezelor, combinelor, excavatoarelor şi altele.

Pe lîngă aceste aspecte, lucrarea mai conţine şi un valoros material referitor la durata de funcţionare a maşinilor cu acţionare hidraulică, bazat pe cercetările şi rezultatele unor serii de firme şi institute de cercetări din străinătate.

Prin nivelul ridicat de tratare a problemelor şi prin bogatul material de cercetare teoretică şi practică, lucrarea cu titlul ,,*Încercarea transmisiilor hidraulice*'' poate fi de un real folos personalului tehnico-ingineresc ocupat cu proiectarea, execuţia, cercetarea şi exploatarea maşinilor şi instalaţiilor cu acţionare hidraulică.

Dr. ing. *Sîngeorzan V.*

ENRICO FERMI. **Termodinamica.** Bucureşti, Ed. ştiinţifică, 1969

Literatura noastră ştiinţifică s-a îmbogăţit cu o nouă lucrare, ,,Termodinamica'' de Enrico Fermi, recent apărută în Editura ştiinţifică, Bucureşti, 1969.

Cartea, scrisă de marele fizician atomist de origine italiană Enrico Fermi, laureat al Premiului Nobel, este o lucrare remarcabilă prin claritatea şi cursivitatea expunerii, prin interpretarea fizică a fenomenelor şi legilor termodinamicii şi mai ales prin ,,economia'' ei (un întreg domeniu al fizicii tratat într-un volum foarte restrîns). Datorită deosebitelor sale calităţi, cartea, apărută iniţial în limba engleză, a fost tradusă apoi în mai multe limbi.

Ca îndreptar în scrierea acestei cărţi s-au utilizat notele luate de dr. Loyd Motz la lecţiile ţinute de autor la Universitatea Columbia, New York, în timpul sesiunii de vară din 1936.

Lucrarea se bazează exclusiv pe termodinamica pură, totuşi ea presupune că cititorul este familiarizat cu cunoştinţele fundamentale de termometrie şi calorimetrie. Pe alocuri se vor găsi scurte referiri la interpretarea statistică a termodinamicii. Ea serveşte nu numai cercetătorilor şi inginerilor, dar şi studenţilor şi tinerilor practicieni care doresc să se iniţieze în acest important domeniu.

Cartea conţine 167 pagini, 22 figuri şi numeroase formule matematice. Cele opt capitole alcătuind lucrarea sînt următoarele :

Cap. I, ,,Sisteme termodinamice'', este destinat, aşa cum şi din titlu se poate observa, descrierii diferitelor sisteme de stare : sisteme compuse dintr-un fluid stabil din punct de vedere chimic ; sisteme compuse dintr-un solid omogen, stabil din punct de vedere chimic ; sisteme compuse dintr-un amestec omogen de diverşi compuşi chimici ; sisteme care conţin părţi în mişcare. Se amintesc apoi stările de echilibru şi principalele transformări ale sistemelor termodinamice (transformări reversibile, ciclice, izocoră, izobară, izotermă).

Cap. II, ,,Primul principiu al termodinamicii''. După ce se enunţă primul principiu al termodinamicii, care este, în esenţă, principiul conservării energiei pentru sisteme termodinamice şi care este astfel enunţat : ,,variaţia energiei unui sistem în timpul unei transformări oarecare este egală cu cantitatea de energie pe care sistemul o primeşte de la corpurile din jur'', se descriu aplicaţiile sale la sisteme ale căror stări pot fi reprezentate într-o diagramă (V, p). Primul principiu al termodinamicii derivă din imposibilitatea de a construi o maşină capabilă să creeze energie— denumită şi perpetuum mobile de speţa a doua.

Cap. III, ,,Al doilea principiu al termodinamicii''. Se enunţă de asemenea al doilea principiu al termodinamicii (care exclude posibilitatea construirii unui perpetuum mobile de speţa a doua) în următoarea formă : ,,Este imposibil de realizat o transformare al cărui unic rezultat final să fie (o transmitere a căldurii de la un corp cu o temperatură dată, la un altul cu o temperatură mai înaltă — postulatul lui Clausius) o transformare în lucru mecanic a căldurii luate de la o sursă de temperatură uniformă (postulatul lui Kelvin)''. Se tratează apoi ciclul Carnot şi aplicaţiile sale la motoarele termice.

Cap. IV, ,,Entropia''. Aici se descriu cîteva proprietăţi ale ciclurilor. Cu ajutorul proprietăţii unui ciclu reversibil se defineşte o nouă funcţie de stare a sistemului, care se numeşte entropie şi care are o mare importanţă în termodinamică. Se notează cu S şi se exprimă prin relaţia $S(A) = \int_0^A \frac{dQ}{T}$ unde stările iniţială şi finală 0 şi A trebuie să fie stări de echilibru. Se expun apoi proprietăţile entropiei şi se explică ecuaţia lui Clapeyron şi ecuaţia lui Van der Waals.

Cap. V, ,,Potenţiale termodinamice''. Se introduce o funcţie F care se numeşte ,,energia liberă'' pentru a defini potenţialul termodinamic Φ. Se descriu apoi potenţialul termodinamic la presiune constantă şi regula fazelor cu exemplificări. În ultima parte a acesui capitol se descrie termodinamica elementelor electrolitice reversibile.

Cap. VI., ,,Reacţiile gazelor''. După o introducere succintă privind echilibrul chimic la gaze, se descrie camera de reacţie a lui Van't Hoff. Se demonstrează ecuaţia de echilibru a gazelor şi se face o discuţie despre echilibrul gazelor, principiul lui Le Chatelier.

Cap. VII, ,,Termodinamica soluţiilor diluate''. Se definesc întîi ce sînt soluţiile diluate, amintindu-se totodată despre presiunea osmotică a soluţiei. Se tratează echilibrele chimice în soluţii, distribuirea între două faze a unei substanţe dizolvate, precum şi tensiunea de vapori, punctul de fierbere şi punctul de congelare ale unei soluţii.

Cap. VIII, ,,Constanta entropică''. În acest capitol, care este şi ultimul, autorul introduce şi discută un principiu care a fost descoperit de Nernst, denumit adeseori ,,al treilea principiu al termodinamicii'' sau ,,teorema lui Nernst'' şi care se poate enunţa în felul următor : ,,La zero absolut, entropia oricărui sistem poate fi luată totdeauna egală cu zero''. Se expun apoi unele consecinţe ale teoremei lui Nernst aplicată la solide. În ultima parte se defineşte constanta entropică a gazelor şi se demonstrează ionizarea termică a unui gaz : efectul termoionic.

Fiecare capitol este însoţit de probleme pentru exemplificarea prin calcule a demonstraţiilor şi teoriilor expuse.

Prin apariţia acestei cărţi se aduce o contribuţie însemnată în ştiinţa şi tehnica noastră.

V. Zbîrcea

Cronică

Cea de-a doua conferinţă internaţională de motoare cu ardere internă

În R. S. România a avut loc în luna iunie a.c. un eveniment ştiinţific deosebit. Între 15 şi 27 iunie 1970 s-au desfăşurat, în România, lucrările celei de-a doua Conferinţe Internaţionale de Motoare cu Ardere Internă. Iniţiată acum trei ani de către Academia Republicii Socialiste România, această manifestare periodică s-a aflat în grija organizatorică a Academiei Republicii Socialiste România, a Ministerului Industriei Construcţiilor de maşini, a Ministerului Învăţămîntului a Ministerului Industriei Metalurgice, a Ministerului Transporturilor şi a Ministerului Industriei Petrolului.

Conferinţa a avut drept scop realizarea unui larg schimb de experienţă între specialişti, punerea în discuţie a rezultatelor obţinute în cercetarea, fabricarea şi exploatarea motoarelor cu ardere internă în ţara noastră şi peste hotare, evidenţierea principalelor probleme ale specialităţii şi soluţionarea lor în raport cu cerinţele producţiei şi exploatării, intensificarea aplicării în practică a studiilor efectuate.

În şedinţa de deschidere, care a avut loc luni 15 iunie 1970 în Sala Mică a Palatului Republicii Socialiste România, participanţii la Conferinţă au fost salutaţi de către tov. profesor doctor docent *Gheorghe Buzdugan*, membru corespondent al Academiei R.S. România, preşedintele Consiliului Naţional al Cercetării Ştiinţifice, de către tov. academician *Miron Nicolescu* preşedintele Academiei Republicii Socialiste România, de către tov. inginer *Alexandru Mărgăritescu* adjunct al Ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini şi de către tov. profesor *Alexe Popescu* adjunct al Ministrului Învăţămîntului.

Tov. ing. *Alexandru Mărgăritescu*, adjunct al Ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini a spus cu acest prilej ,,Pentru Ministerul nostru, această Conferinţă prezintă un interes deosebit, deoarece, prin tematica ei, prin nivelul comunicărilor, prin larga participare internă şi internaţională, va contribui la dezvoltarea progresului ştiinţific şi tehnic întruna din ramurile de bază ale industriei constructoare de maşini”.

Preşedintele Comitetului de Organizare, profesor doctor docent inginer *George Bărănescu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, a arătat :

,,Dezvoltarea impetuoasă a ştiinţei şi tehnicii dă naştere unei avalanşe de probleme care aşteaptă a fi rezolvate. Dar mijloacele umane şi materiale de care dispune societatea sînt şi vor rămîne limitate ; de aceea, astăzi, capătă o semnificaţie cu totul deosebită utilizarea cu maximum de eficienţă a resurselor disponibile, obţinerea unor rezultate valoroase într-un timp relativ scurt..... Aceste considerente subliniază încă o dată cît de mult cîştigă în interes şi semnificaţie actuala Conferinţă Internaţională de Motoare cu Ardere Internă. Schimbul direct de idei şi de experienţă, contactul dintre cei ce studiază aspectele generale şi cei care şi-au consacrat talentul şi priceperea perfecţionării motoarelor va stimula preocupările actuale, va aduce noi clarificări în orientarea cercetării viitoare, va asigura împlinirea cu tot mai mult succes a deziderätului : rezultate certe, importante cu mijloace materiale minime”.

În continuare, în zilele de 16—20 iunie 1970, s-au desfăşurat în Bucureşti, în localul nou al Institutului politehnic, lucrările ştiinţifice, cu care ocazia s-au discutat peste 100 de lucrări ale specialiştilor din ţară şi din străinătate. Prin grija Comitetului de Organizare s-a reuşit ca totalitatea comunicărilor să fie multiplicate sub formă de preprinturi. Volumul cuprinzînd circa 2500 de pagini a fost transmis din timp tuturor participanţilor astfel că timpul afectat fiecărei lucrări a putut să fie consumat prin discuţii fructuoase în care s-au comentat rezultatele comunicate şi s-au prezentat date obţinute de alţi specialişti care au lucrat în domeniul respectiv. Pentru a asigura desfăşurarea în mod corespunzător a discuţiilor s-a realizat traducerea simultană în cinci limbi : franceză, engleză, germană, rusă şi română.

Dezbaterea problemelor cuprinse în tematica manifestării a fost organizată în zece secţii : secţia I — Studiul proceselor de ardere în motoare : secţia II — Problemele poluării aerului de către motoarele cu ardere internă ; secţia III — Transfer de căldură ; secţia IV — Schimbarea încărcăturii cilindrului ; procese de lucru ; secţia V — Injecţia combustibilului lichid ; secţia VI — Îmbunătăţiri funcţionale ; secţia VII — Dinamica motoarelor cu ardere internă ; secţia VIII — Construcţia şi calculul motoarelor cu ardere internă ; secţia IX — Aparate şi tehnici de măsură pentru motoarele cu ardere internă ; secţia X — Terminologie, simboluri, unităţi de măsură.

Din enumerarea secţiilor se constată că lucrările prezentate au acoperit totalitatea domeniului motoarelor cu ardere internă. Se observă tratarea unor probleme legate de dezvoltarea motoarelor, cum ar fi : supraalimentarea înaltă, sau mijloace pentru a reduce solicitările principalelor piese ale motorului, probleme de studiu al proceselor, spre exemplu: formarea oxidului de azot în motor, precum şi probleme de perpectivă mai îndepărtată : utilizarea motorului cu ardere internă cuplat cu instalaţii magneto-hidrodinamice. S-au dezbătut cele mai noi rezultate de cercetare obţinute în laboratoarele unor institute de cercetare de prestigiu (Institutul de cercetare a motoarelor cu ardere internă, Ricordo-Anglia ; Institutul de cercetare a motoarelor cu ardere internă, Prof. Hans List — Austria ; Institutul de cercetare a motoarelor cu ardere internă, Prof. Huber — R. F. a Germaniei etc), ale colectivelor din învăţămîntul superior şi ale uzinelor constructoare de motoare.

Comunicările româneşti, în număr de peste 35, au vizat domeniile : echilibraj şi dinamica motorului, calculul segmenţilor, studiul proceselor din motoare pe bază de modele, cercetarea influenţei neuniformităţii proceselor din cilindru asupra produşilor poluanţi, tehnica de măsură. A reieşit clar din lucrările prezentate, din intervenţiile şi discuţiile la comunicări că în ţara noastră există o serioasă activitate în acest domeniu, o şcoală de cercetare ştiinţifică a motoarelor cu ardere internă.

De un interes deosebit s-a bucurat, din partea tuturor participanţilor, iniţiativa Catedrei de motoare cu ardere internă a Institutului politehnic din Bucureşti, care a prezentat o propunere de terminologie în domeniul motoarelor cu ardere internă. Această lucrare de prestigiu, care pune ordine, face precizări şi unifică modul de considerare al termenilor din domeniul motoarelor cu ardere internă, reprezintă prima lucrare de acest gen pusă în discuţie unui for internaţional atît de reprezentativ.

Pentru a se completa schimbul de experienţă antrenîndu-se un număr cît mai mare din specialiştii din uzine, pentru a putea discuta mai atent problemele ştiinţifice care interesează industria, pentru a stabili perspectivele în vederea dezvoltării în continuare a motoarelor cu ardere internă, programul Conferinţei a prevăzut discuţii cu un caracter mai liber în cadrul unor secţii organizate în centre economice importante, discuţii numite ,,mese rotunde”. S-au organizat cinci astfel de ,,mese rotunde“, după cum urmează:

— luni 22 iunie 1970 la Sinaia ,,masa rotundă” P_1 cu tema ,,Probleme actuale ale echipamentului de injecţie pentru motoarele cu aprindere prin comprimare ; realizări şi perspective” ;

— luni 22 iunie 1970 la Braşov ,,masa rotundă” P_2 cu tema : ”Probleme actuale ale motoarelor cu aprindere prin comprimare pentru tractoare ; realizări şi perspective” ;

— luni 22 iunie 1970 la Braşov, ,,masa rotundă” P_3 cu tema : ,,Probleme actuale ale motoarelor cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule ; realizări şi perspective” ;

— miercuri 24 iunie 1970 la Constanţa, ,,masa rotundă’ P_4 cu tema : ,,Probleme actuale ale motoarelor staţionare, navale şi pentru tracţiunea feroviară ; realizări şi perspective” ;

— sîmbătă 27 iunie 1970 la Galaţi, ,,masa rotundă'' P_4 cu tema: ,,Cerinţe şi realizări privind materialele folosite în construcţia motoarelor cu ardere internă''.

În cadrul acestor discuţii s-au prezentat comunicări de sinteză, rezultate ale cercetărilor aplicative, s-au purtat discuţii ample în legătură cu tematica propusă. De altfel, întreg programul Conferinţei a fost organizat astfel ca în cadrul vizitelor tehnice, al acţiunilor protocolare sau al unor întîlniri special organizate, participanţii la Conferinţă să aibă posibilitatea să fie împreună, să discute liber, să stabilească contacte personale.

La cea de-a doua Conferinţă Internaţională de Motoare cu Ardere Internă au participat peste 500 de specialişti, dintre care mai mult de 220 din străinătate, reprezentînd 25 de ţări. Inginerii români prezenţi reprezintă practic pe toţi cei care lucrează în domeniu, iar oaspeţii din străinătate întrunesc tot ce are mai reprezentativ cercetarea, învăţămîntul şi industria în domeniul motoarelor cu ardere internă.

Dintre participanţii la Conferinţă se amintesc: ing. Clifford John Walder — Anglia, prof. dr. ing. dr. h.c. Hans List — Austria, prof. dr. ing. Anton Pischinger — Austria, dr. ing. Ştefan Kovacev — R. P. Bulgaria, dr. ing. Ghazi A Karim — Canada, prof. dr. ing. Jaromir Indra — R. S. Cehoslovacă, prof. ing. Robert Buty — Franţa, prof. ing. Torsti Verkkola — Finlanda, dr. ing. Ernst Beutner — R. D. Germană, prof. dr. ing. dr. h.c. Siegfried Meurer, preşedinte al Congresului internaţional al maşinilor termice ,,(CIMAC)'' şi vicepreşedinte al ,,Federaţiei internaţionale a societăţilor inginerilor de automobile (F.I.S.I.T.A.) — R. F. a Germaniei, prof. dr. ing. Eugen Huber — R. F. a Germaniei, prof. dr. ing. Corrado Casci — Italia, dr. ing. Radislav Pavletic — Iugoslavia, dr. ing. Koji Kishimoto — Japonia, prof. dr. ing. Jerzy Dovkontt — R.P. Polonă, prof. dr. ing. Philip Myers — S.U.A., prof. dr. ing. Lars Collin — Suedia; dr. ing. Gyorgy Sitkey -R.P. Ungară, prof. dr. ing. Pitor Ivanovici Andrusenko — U.R.S.S., prof. dr. ing. Nicolai Ivancenco — U.R.S.S.

Prin numărul de lucrări, prin valoarea acestora şi amploarea discuţiilor, prin participarea masivă şi selectă, prin organizare, cea de-a doua Conferinţă Internaţională de Motoare cu Ardere Internă s-a prezentat ca cea mai importantă manifestare ştiinţifică în domeniu, organizată pe plan internaţional.

dr. ing. *Călin Adrian Vasilescu*

TITLURILE COMUNICĂRILOR PREZENTATE

Secţia I — Studiul proceselor de ardere în motoare

1. — *SIEGFRIED J. MEURER* (R. F. a GERMANIEI)
Dezvoltarea sistemelor de formare a amestecului şi de ardere pe baza procedeului M.

2. — *LOTHAR THON* (R.D. GERMANA)
Realizarea unei mişcări de rotaţie a aerului în cilindrul motoarelor în patru timpi şi efectele ei asupra comportării în exploatare a motoarelor cu procedeul de ardere Meurer.

3. — *TIBERIU NAGY* (R.S. ROMÂNIA)
Influenţa intensităţii mişcării organizate a aerului, din cilindrul motorului cu aprindere prin comprimare cu camera de ardere în piston, asupra procedeului de ardere.

4. — *EMIL GAIGINSCHI*, *AURELIAN SIMIONESCU*, *CONDRAT ADRIAN HOMUTESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Cercetări experimentale privind influenţa unor aditivi asupra întîrzierii la autoaprindere a unor motorine româneşti.

5. — *ERWIN EISELE* (R.F. a GERMANIEI)
Procedee de ardere în motoarele cu aprindere prin comprimare în legătură cu utilizarea lor în autoturisme.

6. — *VASILE BERINDEAN* (R. S. ROMÂNIA)
Contribuţii la studiul şi cercetarea raportului de comprimare critică minim al amestecurilor omogene de combustibil-aer, aprinse prin comprimare.

7. — *KURT LETTNER* (AUSTRIA)
Cercetări asupra arderii în motorul cu aprindere prin comprimare în timpul procesului de pornire.

8. — *DINU TARAZA, ANDREI BELEI* (R.S. ROMÂNIA)
Consideraţii privind influenţa legii de degajare a căldurii asupra parametrilor funcţionali ai motorului cu aprindere prin comprimare cu cameră de ardere divizată.

9. — *VASILE BERINDEANU, VASILE AVRAM, WOLFGANG BURGERMEISTER* (R.S. ROMÂNIA)
Contribuţii la studiul şi cercetarea legii de degajare a căldurii la funcţionarea motorului D-103 cu amestecuri de benzină şi motorină.

10. — *FRIEDERICH MÜLLER* (R.D. GERMANA)
Factorii care influenţează procesul de aprindere în motorul cu aprindere prin scînteie.

11. — *AHMED EL-SAID GAD EL-MAWLA* (REPUBLICA ARABĂ UNITĂ)
Efectul parametrilor de lucru ai motorului asupra variaţiei ciclice a arderii.

12. — *CONSTANTIN SILASI* (R.S. ROMÂNIA)
Consideraţii asupra capacităţii de aprindere a scînteii electrice.

13. — *GHAZI A. KARIM* (CANADA)
Unele probleme de ardere rezultînd din folosirea gazelor naturale la motoarele cu ardere internă.

14. — *HALIT ÇAKIR* (TURCIA)
Propagarea flăcării într-un motor cu aprindere prin scînteie.

15. — *BAZIL POPA, CONSTANTIN SILASI, TIBERIU CARPIUC* (R.S. ROMÂNIA)
Unele aspecte privind mofificările funcţionale cauzate de depunerile de calamină în motoarele cu aprindere prin scînteie.

16. — *GARY L. BORMAN, PHILIP S. MYERS, O.A. UYEHARA* (S.U.A.)
Unele aprobleme privind calculul ciclului real al motoarelor.

17. — *GHAZI A. KARIM* (CANADA)
Asupra problemei cineticii chimice în calculul arderii la motoarelor cu ardere internă.

18. — *BERTHOLD GRÜNWALD, NICOLAE APOSTOLESCU, DINU TARAZA* (R.S. ROMÂNIA)
Posibilităţi de evoluare a caracteristicii de degajare a căldurii de reacţie după diagrama indicată la motoarele cu ardere internă.

19. — *CONSTANTIN ARAMĂ* (R.S. ROMÂNIA), *SELIM MOSELHI MOHAMED* (REPUBLICA ARABĂ UNITĂ)
Un model fizico-matematic al arderii în motorul cu aprindere prin comprimare.

20. — *DAVID PERETZ* (R.S. ROMÂNIA)
Asupra unei noi posibilităţi de studiu experimental al detonaţiei cu aprindere prin scînteie.

21. — *LEON GROSS-GRONOMSKI* (ISRAEL)
Motoare cu ardere internă cu surse de gaz pentru generatoarele M.H.D.

Secţia II — Problemele poluării aerului de către motoarele cu ardere internă

1. — *S.S. LESTZ, W.E. MEYER* (S.U.A.)
Este regularitatea arderii o cheie pentru reducerea emisiunilor de la motoarele cu aprindere prin scînteie?

2. — *ROBERT EBERAN-EBERHORST* (AUSTRIA)
Peocese nestaţionare de formare a amestecului în motoare cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule şi urmări asupra compoziţiei gazelor de avacuare.

3. — *CĂLIN ADRIAN VASILESCU, LUCIAN TEODORESCU, ION ŞTEFAN, VITALIE HARBUR, STELA MANEA, ION MINEA, OCTAVIAN BERCEA, DUMITRU MIHAI* (R.S. ROMÂNIA)
Corelaţii între produşii poluanţi în gazele de evacuare la un motor policilindric şi neuniformitatea proceselor din cilindri.

4. — *T.J. BLEE, J.A.T. DAVID, N. HUNT* (MAREA BRITANIE)
Cercetări privind controlul produșilor poluanți din gazele de evacuare de la motoarele cu ardere internă, folosind un sistem de injectare al combustibilului comandat electronic.

5. — *JOHN B. HEYWOOD, JAMES C. KECK* (S.U.A.)
Formarea oxidului de azot în motoarele cu aprindere prin scînteie.

6. — *ERNEST S. STARKMAN* (S.U.A.)
Unele considerații fundamentale privind arderea produșilor din gazele de evacuare ale motoarelor.

7. — *GIANCARLO FERRARI* (ITALIA)
Raportul dintre ventilarea carterului și problemele poluării aerului.

8. — *GHORGHII FEDOROVICI SKALOV* (U.R.S.S.)
Mărirea economicității și micșorarea toxicității motoarelor cu carburator de automobil, la temperaturi ridicate ale aerului.

9. — *ERWIN KAISER* (R.D. GERMANĂ)
Probleme legate de tehnica de măsurare la cercetarea dependenței dintre produsele solide și gazoase de ardere incompletă, din gazele de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare.

10. — *I.M. KHAN* (MAREA BRITANIE)
Factori care influențează fumul motorului cu aprindere prin comprimare.

Secția III — Transfer de căldură

1. — *RADISLAV F. PAVLETIC* (R.S.F. IUGOSLAVIA)
Influența turației motorului și a măririi cilindrilor asupra transferului de căldură.

2. — *GHEORGHE BOBESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Considerațiuni privind încălzirea cu lichid a conductei de admisiune la motorul SR-211 cu răcire diferențială.

3. — *ISTVAN KALMÁR* (R.P. UNGARĂ)
Valoarea instantanee a coeficeintului de transfer de căldură în motoarele cu ardere internă.

4. — *DIMITRII BORISOVICI KUZNETOV* (U.R.S.S.)
Studiul procesului de transmitere a căldurii în camera de răcire a motoarelor cu ardere internă cu piston, înalt forțate.

Secția IV — Schimbarea încărcăturii cilindrului

Procese de lucru

1. — *ANDREI SERGHEEVICI ORLIN* (U.R.S.S.)
Unele probleme ale schimbului de gaze în motoare cu piston supraalimentate cu grup turbocompresor.

2. — *DAN ABĂITANCEI* (R.S. ROMÂNIA)
Contribuții la calculul procesului de curgere a încărcăturii în timpul admisiunii la motoarele cu ardere internă în patru timpi.

3. — *DIMITAR STAVREV, VALENTIN MARINOV* (R.P. BULGARIA)
Unele probleme privind umplerea și caracteristicile motoarelor în doi timpi cu carburator.

4. — *ROBERT BUTY* (FRANȚA)
Funcționarea motorului cu aprindere prin scînteie la sarcini parțiale.

5. — *TOMAS RÓZSÀS* (R.S. CEHOSLOVACA)
Analiza undelor de presiune în sistemul de admisiune al motoarelor cu ardere internă în patru timpi, policilindrice.

6. — *DAN ABĂITANCEI, MARIA ABĂITANCEI* (R.S. ROMÂNIA)
Cercetări experimentale privind influența fenomenelor dinamice din colectorul de admisiune asupra umplerii normale la un motor policilindric în patru timpi.

7. — *ENDRE PASZTOR* (R.P. UNGARĂ)
Contribuții la determinarea legăturilor dintre procesul de lucru și randamentul mecanic la motoarele cu ardere internă cu piston.

Secția V — Injecția combustibilului lichid

1. — *NICOLAI HARITONOVICI DIACENKO* (U.R.S.S.)
Condițiile funcționării stabile a aparaturii de alimentare cu combustibil pentru motoare cu aprindere prin comprimare.

2. — *R.L. PAPWORTH* (S.U.A.), *LUCIAN TEODORESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Stabilitatea curgerii printr-un pulverizator în timpul procesului de injecție.

3. — *G. SIEGFRIED* (R.D. GERMANĂ)
Mărimi care influențează desfășurarea injecției.

4. — *BORIS PETROVICI PUGACEV* (U.R.S.S.)
Alegerea parametrilor optimi ai procesului de injecție a combustibilului la motoarele cu aprindere prin comprimare rapidă, supraalimentate.

5. — *KINT EVGHENIEVICI DOLGANOV* (U.R.S.S.)
Sistem hidraulic de reglaj pentru motoare cu aprindere prin comprimare, de automobile și tractoare.

6. — *PIOTR IVANOVICI ANDRUSENKO* (U.R.S.S.)
Sistem de alimentare cu combustibil, cu pompă de injecție cu distribuitor și dozarea admisiunii, pentru motoare cu aprindere prin comprimare, de automobile și tractoare.

7. — *JEAN MOULIN* (FRANȚA)
Sistemul de injecție diferențiată Peugeot. Aplicații particulare în vederea ameliorării zgomotului la mers în gol la motoarele cu aprindere prin comprimare.

8. — *MIRCEA ZUGRĂVEL, RADU GAIGINSCHI, VASILE BORONEA* (R.S. ROMÂNIA)
Posibilități de utilizare a pompei cu membrană acționată hidraulic ca pompă de injecție a benzinei, la motoarele cu aprindere prin scînteie.

9. — *EMIL SKROBANEK* (R.S. CEHOSLOVACA)
Contribuții la problema durabilității organelor principale ale pompelor de injecție.

10. — *IURII IAKOVLEVICI FOMIN* (U.R.S.S.)
Teoria și calculul pe mașini numerice a proceselor de alimentare cu combustibil a motoarelor cu aprindere prin comprimare.

11. — *CZESTAWA WTADYSTAWOWNA DROZA* (R.P. POLONA)
Posibilități de determinare prin calcul a caracteristicilor reale și aproximative ale injecției combustibilului în motoarele cu aprindere prin comprimare.

12. — *EMIL LAZARESCU, ALEXANDRU BIRJOIANU* (R.S. ROMÂNIA)
Influența ultrasunetelor asupra eroziunii cavitaționale în conductele de înaltă presiune a sistemelor de injecție.

Secția VI — Îmbunătățiri funcționale. Perspective

1. — *ERHARD MUHLBERG* (R.F. a GERMANIEI)
Recirculare de gaze de ardere la motoare termice, în special la motoarele cu aprindere prin comprimare.

2. — *SERGHEI GHEORGHEVICI ROGANOV* (U.R.S.S.)
Căile de îmbunătățire a funcționării motoarelor cu aprindere prin comprimare în domeniul turațiilor și sarcinilor mici.

3. — *CALIN ANDRIAN VASILESCU, ION ȘTEFAN* (R.S. ROMÂNIA)
Îmbunătățirea performanțelor motoarelor de autovehicule funcționînd la altitudini variabile, prin corectarea avansului la declanșarea scînteii electrice.

4. — *HERBERT PRETTENHOFER, S.J. PACHERNEGG* (AUSTRIA)
Motoare cu aprindere prin comprimare de mare putere cu piston portant; probleme — tendințe — soluții.

5. — *ALEKSANDR LVOVICI KLIACIKIN* (U.R.S.S.)
Perspectivele utilizării motoarelor cu aredere internă în transportul aerian.

Secția VII — Dinamica motoarelor cu ardere internă

1. — *GHEORGHE ZĂTREANU* (R.S. ROMÂNIA)
Contribuții la studiul echilibrajului motoarelor cu două linii paralele de cilindri.

2. — *CONSTANTIN MANEA, FLORINEL PAPUC* (R.S. ROMÂNIA)
Cu privire la echilibrajul şi alegerea soluţiei arborelui cotit al motoarelor cu şase cilindri în V şi în patru timpi.

3. — *RUGGERO MACIOTTA, FRANCO FERRARIS* (ITALIA)
Cercetări asupra ordinei de aprindere optime pentru un motor policilindric în doi timpi.

4. — *GEORGE BARANESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Echilibrajul momentelor externe ale unor termeni de ordin par, o dată cu momentul extern al termenului de ordinul întîi, la motorul în linie în doi timpi, cu număr par de cilindri şi aprinderi uniform repartizate.

5. — *GEORGE BĂRĂNESCU, CONSTANTIN SILVESTRU* (R.S. ROMÂNIA)
Echilibrajul motoarelor în V cu cilindri intercalaţi.

6. — *VICTOR HOFFMANN, VIRGIL OLARIU, PETRE SIMA* (R.S. ROMÂNIA)
Studiul matricial al vibraţiilor de torsiune ale arborelui cotit al motoarelor cu ardere internă.

7. — *ANDREJ TEISEYRE* (R.P. POLONA)
Analiza adimensională a vibraţiilor de răsucire ale arborilor cotiţi.

8. — *JAQUES DELANGE* (FRANŢA)
Utilizarea unui calculator şi a unui trasator de curbe în studiul vibraţiilor de torsiune forţate, cu amortizări vîscoase.

9. — *CHRISTIAN PELECUDI, ION SAVA* (R.S.ROMÂNIA)
Influenţa vibraţiilor torsionale şi longitudinale asupra funcţionării mecanismelor de distribuţie.

10. — *SERGIO STECCO* (ITALIA)
Comportarea dinamică a amortizoarelor cu fluide vîscoase.

11. — *TOMIO YAMAGUCHI, KUZUHIRO SHIRAKI, HISAO MORITA* (JAPONIA)
Studiul vibraţiilor transversale ale unui batiu de motor.

Secţia VIII — Construcţia şi calculul motoarelor cu ardere internă

1. — *CORRADO CASCI, GIANCARLO FERRARI* (ITALIA)
Analiza încărcării termice a pistonului în regim detonant.

2. — *IGOR GHEORGHEVICI KISELEV* (U.R.S.S.)
Cercetarea stării de tensiuni termice din piesele grupului cilindru-piston al motoarelor cu aprindere prin comprimare pentru locomotivă.

3. — *KARL ZINNER* (R.F. a GERMANIEI)
Cercetări privind supapele motoarelor cu aprindere prin comprimare în patru timpi cu supraalimentare înaltă.

4. — *ANCA RODICA DELCESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Un model matematic pentru studiul modificării presiunii radiale a segmentului prin uzură de contact.

5. — *HORST NAUMANN* (R. F. a GERMANIEI)
Compararea diferitelor tipuri de pistoane (pistoane din metal uşor, din oţel şi din fontă) pentru motoare Diesel de rapiditate medie şi determinarea solicitării lor.

6. — *ANCA RODICA DELCESCU* (R.S. ROMÂNIA)
Stabilirea prin calcul a unei legi de repartiţie a presiunii radiale corespunzătoare principalelor cerinţe funcţionale şi de rezistenţă ale segmentului de piston.

7. — *ÁRPÁD ZSÁRY* (R.P. UNGARĂ)
Distribuţia tensiunilor la modelul capului de bielă luîndu-se în mod special în considerare jocul axului pistonului.

8. — *JERZI ANDRZEJ DOWKONT* (R.P. POLONĂ)
Deformarea organelor maşinilor cu piston.

9. — *IGOR BARYSZ, LADISLAU CILLIK* (R.S. CEHOSLOVACĂ)
Calculul lagărelor de alunecare ale arborilor cotiţi încărcate dinamic.

10. — *EGLOF VON SCHNURBEIN* (R.F. a GERMANIEI)
O nouă metodă pentru calculul lagărelor de alunecare la arborii cotiţi static nedeterminaţi.

11. — *JAROSLAV TRNKA* (R.S. CEHOSLOVACĂ)
Contribuţii la calculul încărcării lagărelor motoarelor cu piston.

12. — *HEINZ GLÄSER* (R.D. GERMANĂ)
Încercări în legătură cu alegerea soluţiei optime pentru lagăre de alunecare radiale solicitate dinamic.

13. — *KAZIMIERZ NIEWIAROWSKI* (R. P. POLONA)
Cercetări privind condiţii de lucru ale lagărelor principale ale motoarelor cu ardere internă lente şi semirapide.

14. — *SIEGFRIED BRACH* (R.D. GERMANĂ)
Deformarea carterului la motoarele navale este cauza distrugerii arborelui cotit?

15. — *ERNEST BEUTNER* (R.D. GERMANĂ)
Asupra dimensionării ancorării elastice a motorului cu ajutorul metodelor moderne de calcul.

16. — *JULIUS WITZKY* (S.U.A.)
Dezvoltarea unui motor cu aprindere prin comprimare fără pompă de injecţie.

17. — *HELMUT PICKERT* (R.F.a GERMANIEI)
Stabilirea formei chiulaselor cu ajutorul măsurătorilor tensometrice.

18. — *PETRE J. CARP, RUDOLF PISCHINGER* (AUSTRIA)
Grup motor transmisie de putere constantă.

19. — *GHEORGHE VASILICA, VETURIA RASZILLIER* (R.S. ROMÂNIA)
Criteriul modificării microgeometriei de prelucrare a suprafeţelor de frecare pentru aprecierea stadiului de rodaj la motoare.

Secţia IX — Aparate şi Tehnici de măsură pentru motoarele cu ardere internă

1. — *EUGEN W. HUBER* (BERLINUL OCCIDENTAL)
Transmisia fără contacte electrice a mărimilor măsurate (măsurători telemetrice ale mişcării segmenţilor de etanşare la un motor Wankel).

2. — *GERHARD STUMPP* (R.F. a GERMANIEI)
Determinări ale compoziţiei gazelor de ardere la motoarele cu aprindere prin scînteie şi la motoarele cu aprindere prin comprimare.

3. — *MARCEL GUTMAN* (R.S. ROMÂNIA)
Instalaţie şi supapă pentru prelevarea probelor de gaz de la motoarele cu ardere internă.

4. — *TIBERIU CARPIUC, ŞTEFAN KOVACS* (R.S. ROMÂNIA)
Contribuţii privind ridicarea diagramei indicate la motoarele cu aprindere prin scînteie.

5. — *ŞTEFAN KOVACEV* (R.P. BULGARIA)
Aspecte ale procesului de ardere în motoarele cu ardere internă şi înregistrarea lor prin fibre optice.

6. — *SHOGO SAEKI, KOJI KISHIMOTO* (JAPONIA)
Studiul fotoelastic al tensiunilor termice ale părţilor componente ale camerei de ardere ale unui motor cu aprindere prin comprimare.

7. — *MANFRED RÖHRLE* (R.F. a GERMANIEI)
Instalaţii şi procedee de investigaţie pentru cercetări asupra pistoanelor motoarelor cu ardere internă.

8. — *COSTIN — EMIL DOBRE* (R.S.ROMÂNIA)
Consideraţii privind determinarea experimentală a legii de repartiţie a presiunii radiale a segmenţilor de piston.

9. — *REIMER GERMANN* (AUSTRIA)
Noi metode de măsurare şi aparataj pentru încercarea motoarelor cu ardere internă.

10. — *MAURICE ARTHUR TEUEMAN* (MAREA BRITANIE)
O nouă tehnică pentru măsurarea oscilaţiilor de răsucire.

11. — *EMIL LĂZĂRESCU, ALEXANDRU BIRJOIANU* (R.S. ROMÂNIA)
Măsurarea conţinutului de aer din combustibilii lichizi.

12. — *CHRISTIAN PELECUDI, ION SAVA* (R.S. ROMÂNIA)
Metodă şi instalaţie pentru cercetarea experimentală a camelor mecanismelor de distribuţie.

Secţia X — Terminologie, simboluri, unităţi de măsură

Motoare cu ardere internă. Terminologie, simboluri, unităţi de măsură (proiect).

Masă rotundă P_1 — *Probleme actuale ale echipamentului de injecţie pentru motoarele cu aprindere prin comprimare : realizări şi perspective.*

1. — *JAROMIR INDRA* (R.S. CEHOSLOVACĂ)
Noi tipuri de pompe de injecţie pentru motoare cu aprindere prin comprimare cu dispoziţia cilindrilor în V.

2. — *CHRISTO BOZEV, STEFAN KOVACEV, KROUM BOYANDJIEV* (R.P.BULGARIA)
Rezultatele experimentale obţinute la alegerea unui sistem de alimentare cu combustibil optim pentru motoare cu aprindere prin comprimare de mare turaţie.

Masă rotundă P_2 — *Probleme actuale ale motoarelor cu aprindere prin comprimare pentru tractoare : realizări şi perspective.*

1. — *BRIAN WYAT MILLINGTON, CLIFFORD JOHN WALDER, DAVID BROOME* (MAREA BRITANIE)
Proiectarea şi dezvoltarea motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecţie directă.

2. — *GYÖRGY SITKEI* (R.P. UNGARĂ)
Încărcarea termică a motorului cu aprindere prin comprimare la sarcină variată.

3. — *ISTVAN KOVÁCS, FERENC SÜTÜ* (R.P.UNGARĂ)
Probleme ale dezvoltării motoarelor cu aprindere prin comprimare Csepel.

4. — *CAROL SKACH* (R.S.ROMÂNIA)
Studiul antrenării unei suflante de supraalimentare diferenţiată cu turbine de gaze la motoarele de tracţiune rutieră.

5. — *NICOLA BATAGA, A. IANCU* (R.S. ROMÂNIA)
Influenţa unor factori principali asupra solicitării termice a motorului cu aprindere prin comprimare.

6. — *HARTWIG MICHELS* (R.S. ROMÂNIA)
Cercetări prin metode staţionare a unor modele de canale de admisiune.

7. — *TIBERIU BUDU* (R.S. ROMÂNIA)
Cercetări în domeniul ridicării turaţiei motorului cu aprindere prin comprimare cu cameră unitară.

Masă rotundă P_3 — *Probleme actuale ale motoarelor cu aprindere prin scînteie pentru autovehicule : realizări şi perspective.*

1. — *ETTORE CORDIANO* (ITALIA)
Motorul transeversal al automobilului FIAT 128.

2. — *VALENTIN PETROVICI* (U.R.S.S.)
Dependenţa greutăţii specifice a motoarelor cu ardere internă de dimensiunile lor.

Masă rotundă P_4' — *Probleme actuale ale motoarelor staţionare, navale şi pentru tracţiunea feroviară : realizări şi perspective.*

1. — *CONSTANTIN ARAMĂ, VASILE BERINDEAN, ANDREI MANOLE, GHEORGHE BORILA, GHEORGHE CAZAN, ALEXE MANEA* (R.S. ROMÂNIA)
Probleme privind dezvoltarea motoarelor cu aprindere prin comprimare de mare putere.

2. — *J. DUCASSE* (FRANŢA)
Supraalimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare moderne.

3. — *JACQUES GALLOIS, JEAN-LOUIS MAGNET* (FRANŢA)
Probleme ale punerii la punct a motoarelor de putere unitară înaltă pentru tracţiunea feroviară.

4. — *VASILE BERINDEANU, ALEXANDRU DOBRESCU, AUREL BAICU, I. TUDORA* (R.S. ROMÂNIA)
Cercetări asupra depunerilor din poarta supapei şi a canalului de admisiune la motoare pentru tracţiune feroviară.

5. — *ION ZĂGĂNESCU, HENRI HOLBAN* (R.S. ROMÂNIA)
Rodajul motoarelor cu aprindere prin comprimare de tracţiune feroviară.

Masă rotundă P_4'' — *Cerinţe şi realizări privind materialele folosite în construcţia motoarelor cu ardere internă*

1. — *CONSTANTIN GHIULAI* (R.S. ROMÂNIA)
Probleme ale materialelor şi fabricaţiei motoarelor uşoare rapide.

2. — *K. LLOYD* (MAREA BRITANIE)
Evoluţia materialelor de lagăre.

3. — *CONSTANTIN GHIULAI* (R.S.ROMÂNIA)
Asupra unor probleme caracteristice ale materialelor şi fabricaţiei motoarelor de mare putere.

4. — *IOSIF TRIPŞA, TITI DULAMITA, ADRIAN MIHAIL, LAURENTIU SOFRONIE* (R.S. ROMÂNIA)
Asupra unor materiale feroase şi a unor procedee moderne în tratamentul termic folosit în construcţia motoarelor cu ardere internă.

A III-a sesiune tehnico-ştiinţifică cu tema: Îmbunătăţirea calităţii producţiei pieselor forjate de la Braşov

În zilele de 18—20 iunie 1970 s-au desfăşurat, la Uzina de autocamioane ,,Steagul Roşu'' din Braşov, lucrările celei de-a III-a sesiune tehnico-ştiinţifică, cu tema : ,,Îmbunătăţirea calităţii producţiei pieselor forajate'', organizată de consiliul Naţional al Inginerilor şi tehnicienilor în colaborare cu Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini.

La această consfătuire au participat delegaţi din partea Institutelor politehnice din Bucureşti, Braşov, Cluj şi Galaţi, delegaţi din partea uzinelor : ,,Progresul'' Brăila, Uzina de vagoane — Arad, uzina ,,Hidromecanica'' — Braşov şi Uzina de autocamioane — Braşov ; de asemenea au participat şi delegaţi din partea ICTCM — Bucureşti.

Cuvîntul de deschidere a fost rostit de către tov. ing. *Armand Vasiliu*, din partea Ministerului Construcţiilor de Maşini, după care a urmat prezentarea referatelor.

În cadrul lucrărilor consfătuirii au fost prezentate 16 referate din domeniul producţiei pieselor forjate, însoţite de exemplificări cu diapozitive şi filme.

Referate deosebit de interesante au prezentat : ing. *Armand Vasiliu* de la Direcţia generală de dezvoltare a ramurii şi investiţii din Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini cu tema : Tendinţe şi perspective în domeniul dezvoltării forjării şi matriţării în care s-au subliniat preocuparea în vederea reducerii zgomotului în secţiile de forjă şi cercetările privind îmbunătăţirea condiţiilor de muncă, procese tehnologice noi — dînd exemplu cercetările întreprinse de ing. Traian Goguţă de la Uzina Rulmentul — Braşov.

— *Ing. M. Codreanu* — de la Uzina de autocamioane-Braşov în referatul ,,Direcţiile de cercetare tehnico-ştiinţifice ale institutului de cercetări în domeniul matriţării, de la Hannover—R.F.G. şi posibilităţile de aplicare în R.S.R''., face o interesantă expunere a procedeelor de lucru practicate în diferite uzine din R.F.G., în domeniul deformării plastice la rece şi la cald, în comparaţie cu procedeele de la noi. Arată, prin diferite exemplificări, avantajele — din punct de vedere economic şi calitativ.

— Ing. *Staicu Constantin*, de la Uzina de utilaj greu ,,Progresul" Brăila, a prezentat referatul: ,,Un nou sistem de forjare pentru realizarea coroiajului minim necesar distrugerii segregaţiilor de carburi la freze şi scule forjate din oţel rapid, descriind tehnologia de forjare a oţelurilor rapide.

— Conf. dr. ing. *Popescu Vasile*, de la Institutul politehnic din Bucureşti, a făcut o interesantă expunere a interdependenţei dintre coroiaj şi gradul real de deformare plastică la întinderea prin forjare.

— Ing. *Francisc Lamert*, de la Uzina de vagoane Arad, a făcut o amplă descriere a deformării şi propagării undei plastice.

— Ing. *Bolojan Dumitru*, tot din partea Uzinei de vagoane Arad, prin referatul prezentat ,,Redarea automată a temperaturii în cuptoarele de încălzire pentru matriţare, funcţionînd cu gaz metan", a arătat avantajele acestui procedeu în comparaţie cu încălzirea cu combustibilii lichizi folosiţi pînă în prezent, şi anume: menţinerea temperaturii constante la cuptoarele de matriţare datorită posibilităţilor de reglare a gazului.

— Conf. dr. ing. *V. Moldovan*, de la Institutul politehnic din Cluj, a prezentat referatul ,,Importanţa cercetării prin modelare a unor parametri din tehnica forjării metalelor, exemplificînd prin cîteva metode de calcul.

— Ing. *Traian Canta* — tot de la Institutul politehnic din Cluj, a arătat importanţa jetului de apă la deştunderizare şi influenţa grosimii oxizilor asupra parametrilor energetici ai deştunderizării hidraulice.

— De asemenea în acest domeniu a mai prezentat un referat ing. *T. Miron*, de la I.C.R.C.M. Bucureşti, arătînd diferite procedee de realizarea deştunderizării pieselor, în cadrul preocupărilor din secţiile de forjă ale I.C.T.C.M.

— Ing. *Liviu Stan*, de la Institutul politehnic din Cluj, a prezentat o interesantă expunere a noilor construcţii de prese cu şurub şi folosirea acestora în secţiile de forjare—matriţare.

Au mai prezentat interesante referate ing. *Boer Nicolae*, ing. *Adrian Roşu*, ing. *C. Vermeşan*, de la Institutul politehnic din Cluj; ing. *Verza Dumitru* de la Institutul politehnic din Galaţi; ing. *P. Marcu* de la ICEM; şi ing. *Tr. Florea*, de la Uzina de autocamioane-Braşov.

La această consfătuire a participat ing. şef *ERICH FRITSCHE*, delegat din partea uzinei constructoare de maşini de forjare-matriţare ,,**EUMUCO**", din Leverkunsen — R.F. a Germaniei, care a prezentat trei referate foarte interesante şi anume: ,,Valţurile de tip greu EUMUCO pentru preforjarea semifabricatelor destinate matriţării; Automatizarea maxi-preselor ,,EUMUCO" şi ,,Maşini de forjat şi refulat orizontale ,,EUMUCO". Referatele au fost documentate cu numeroase schiţe şi figuri pe diapozitive care au făcut mai atractive şi mai interesante expunerile.

De asemenea, au fost prezentate patru filme documentare deosebit de interesante, pe care firma EUMUCO le-a pus la dispoziţia consfătuirii, şi anume: ,,Noul tip de maxi-presă cu acţionare cu pană"; ,,Valţurile de tip greu, pentru preforjarea arcurilor din faţă pentru autocamioane"; ,,Automatizarea maşinilor EUMUCO, destinate industriei de matriţare"; ,,Foarfecele-ghilotină cu acţionare hidraulică, pentru debitarea laminatelor destinate matriţării".

În afara programului, a fost prezentat filmul concernului englez GKN — Internaţional Trading Ld, privind maşinile de forjare engleze Wilkins & Mittchell.

Discuţiile care au urmat pe marginea referatelor prezentate în cadrul consfătuirii au prilejuit celor prezenţi o trecere în revistă a preocupărilor atît ale cadrelor de cercetări din institutele de învăţămînt superior, cît şi ale celor din uzine, în domeniul lor de specialitate, pentru realizarea unei producţii de calitate superioară, îndeplinind astfel sarcinile trasate de congresul al X-lea al P.C.R. şi în acest domeniu, şi anume: preocuparea continuă pentru îmbunătăţirea calităţii producţiei pieselor forjate.

E.S.

TÎRGUL DE TOAMNĂ 1970 DE LA LEIPZIG

Sub lozinca ,,Pentru comerţ mondial şi pentru progres tehnic", Tîrgul de toamnă 1970 de la Leipzig va confirma renumele oraşului Leipzig ca centru al comerţului Est-Vest şi ca loc al schimburilor de experienţe tehnico-ştiinţifice. 6500 de expozanţi din 55 ţări îşi vor oferi produsele lor pe branşe în pavilioanele expoziţiei şi în clădirile din oraş. La tîrgul din toamna aceasta se continuă variaţia profilului de expoziţie, începută în anul 1969.

Un aspect important al Tîrgului de toamnă de la Leipzig din acest an este expoziţia specială ,,Atomi pentru pace", care va fi deschisă între 30 august şi 13 septembrie şi va cuprinde aparate din tehnica nucleară.

Un pilon de susţinere al tehnicii internaţionale este chimia. Pe o suprafaţă mărită cu 18 000 m^2 faţă de cea din anul trecut, expozanţi din 20 de ţări vor prezenta produse chimice. Un caracter evident internaţional vor avea de asemenea ramurile: fotografie, film, optică, fotochimie, vehicule rutiere, cum şi maşini de prelucrare a lemnului.

Un element nou la Tîrgul de toamnă din Leipzig este ramura tehnicii medicale şi de aparatură nucleară de laborator, la care iau parte expozanţi din 18 ţări, pe o suprafaţă de 7000 m^2. Ca şi la celelalte branşe vor fi oferite şi aici, într-o măsură mai mare, rezolvări complete ale problemelor.

Expoziţii atrăgătoare complexe vor avea loc în domeniul arhitecturii interioare şi al mobilierului pentru locuinţe, cu participarea întreprinderii *Intecta* (R.D.G.); în domeniul sportului cu participarea întreprinderii Expovita (R.D.G.), iar în domeniul materialelor didactice, cu participarea întreprinderii Interscola (R.D.G.).

De asemenea, la Tîrg vor fi deschise birouri de export unde se vor putea duce tratative cu furnizorii de instalaţii pentru investiţii, care au participat cu întregul lor program ca expozanţi, numai la Tîrgul de primăvară.

Prin simpozioane, colocvii şi conferinţe informative, Tîrgul de toamnă de la Leipzig va face să progreseze schimburile de experienţă. Planul de organizare întocmit de Camera tehnicii din R.D.G. prevede, printre altele, un simpozion despre tehnica gresării, conferinţe despre transporturi, demonstraţii privind producerea uleiurilor comestibile şi a rafinatelor, şi probleme din industria spirtoaselor. Aproximativ 100 de conferinţe informative ale expozanţilor vor completa cuprinzătorul program al Tîrgului din toamna aceasta.

Cei ce vor vizita tîrgul sînt aşteptaţi între 30 august şi 6 septembrie 1970.

C.A.

Expoziţia ,,Vibrachoc" la Bucureşti

Întreprinderea franceză ,,**Vibrachoc**", specializată în probleme de vibraţii şi de şocuri, a prezentat recent la Bucureşti cîteva exemplare dintre produsele sale.

Amortizoarele prezentate în cadrul expoziţiei au fost de două feluri, amortizoare în totalitate metalice şi amortizoare pe bază de siliconi VH DS.

Domeniul de aplicaţie al amortizoarelor este foarte variat. Datorită calităţii lor de a suprima toate transmisiile de vibraţii, cum şi anulării zgomotului, ele sînt aplicabile în toate domeniile de activitate producătoare de vibraţii şi şocuri. În domeniul aeronauticii ca suspensoare şi izolatoare de vibraţii pentru echipamentele sensibile de la bordul avioanelor.

În domeniul marinei, suspensii pentru motoare, grupuri electrogene, cum şi pentru echipamentele de la bordul navelor.

În uzine, suspensia maşinilor — unelte cu amortizoarele vibrachoc permite o excelentă izolare a tuturor vibraţiilor produse de maşini, de restul clădirii, ele fiind aplicabile la strunguri, menghine, prese etc. De asemenea, zgomotul provocat de maşini este considerabil diminuat, dînd posibilitatea muncitorilor să lucreze în linişte, fapt care duce la mărirea randamentului şi a productivităţii muncii.

Aceste amortizoare fac parte din seria amortizoarelor de medie frecvenţă (15 — 30 Hz). Pentru echipamentele sensibile cum sînt: aparatele de măsură, instrumentele de laborator, microscoape etc., se folosesc amortizoarele de joasă frecvenţă (între 1,8 şi 8 Hz).

În domeniul auto, amortizoarele sînt folosite pentru suspensia motoarelor, a cutiei de viteze, a cabinelor autocamioanelor etc.

Amortizoarele cu siliconi VHDS sînt folosite în deosebi în domeniul aeronautic şi spaţial.

Sistemul, unic în lume, este aplicabil datorită rezistenţei sale la temperaturi înalte (500 °C').

Alte întrebuinţări au în transport şi în ambalaj.

Ele sînt confecţionate fie comprimate într-o gamă variată standard, fie separat — după preferinţe.

Panourile **CLAROPAN** reprezintă o altă specialitate a firmei Vibrachoc, care şi-a consacrat un întreg departament problemelor iluminatului tablourilor de bord ,,Panourile care vorbesc ochilor" — spune Vibrachoc, se prezintă sub trei forme:

— iluminat prin tranşe cu lămpi încastrate în panou;
— iluminat prin tranşe cu microlămpi, cu circuit imprimat;
— iluminat direct cu plăci electro-luminescente.

Expoziţia, deosebit de interesantă, a prezentat din fiecare domeniu cîte o gamă variată de amortizare. Astfel, din domeniul aeronauticii; amortizoarele MU71; MU72; MU73; 7001/7002.

Pentru maşini-unelte s-au prezentat amortizoarele; V519; V518; V118; V268; V254. În domeniul marin: amortizoarele V207; V402; V1650; V2000.

Specialiştii interesaţi care au vizitat expoziţia au primit lămuriri amănunţite din partea reprezentanţilor firmei Vibrachoc.

E.S.

Expoziţia ,,Balkancar" — la Bucureşti

Uniunea economică de stat, ,,Balkancar", una dintre cele mai mari centrale constructoare de maşini din Bulgaria, a prezentat recent la Bucureşti producţia sa de maşini de transportat.

O dată cu această expoziţie, ,,Balkancar" a avut prilejul să ofere, prin intermediul organizaţiei sale comerciale ,,Balkancarimpex", cele mai noi şi perfecţionate modele de maşini şi utilaje ca: stivuitoare cu platformă şi basculante; electrotractoare cu remorcă; motostivuitoare; electropalane cu cablu şi lanţ şi produse hidraulice.

În mod deosebit, atenţia specialiştilor a fost reţinută de electrostivuitoarele universale pentru înălţimi mari cu trei şi patru puncte de sprijin. Aceste electrostivuitoare sînt deosebit de folositoare pentru operaţii de încărcat şi descărcat şi pentru transport în depozitele cu coridoare şi suprafeţe reduse de lucru. Dintre acestea au fost expuse electrostivuitoarele F6. 3 EU06/EV 602/, cu capacitate de încărcare de 1 630 kg şi cu înălţime de ridicare de 3 300 mm; F6 3EU. 10.28.2/EV 641—2/, cu capacitate de încărcare de 1 000 kg, înălţime de ridicare de 2 800 mm şi cu o mare cursă liberă de ridicare. Electrostivuitoarele la înălţime mare cu patru puncte de sprijin îşi găsesc aplicare în toate domeniile muncii în depozite şi în industrie. Ele sînt executate în diferite variante cu diverse ameliorări constructive şi de parametri, în funcţie de ultimele cerinţe în domeniul construcţiei de care electrice. Dintre acestea, la această expoziţie au fost prezentate electrostivuitoarele F7. EU30.32.3/EV 738—6/, cu capacitatea de ridicare de 3 000 kg şi înălţimea de ridicare 3 200 mm şi F8. EU20. 33/EV 705/ cu capacitatea de încărcare de 2 000 kg şi înălţimea de ridicare de 3 300 mm.

,,Balkancar" a mai prezentat la expoziţie şi un model de electrotranspalete conduse de pe sol, ca F14. EN10. 2/EN 136/. Acesta este destinat transportului de mărfuri paletizate sau individuale, pînă la 1 000 kg, la distanţe scurte în uzine şi depozite.

Au mai reţinut atenţia şi electrocarele cu platformă utilizate la transportarea mărfurilor paletizate sau ambalate, a materialelor semifabricate şi altele. Acestea sînt construite cu platformă şi au un motor cu o capacitate sporită şi o rezervă mai mare de energie. Ele au raza mică de virare şi o construcţie modernă desăvîrşită. Sînt prevăzute cu instalaţie de iluminat şi de semnalizat. Dintre electrocarele expuse se remarcă F2.EP30.1/EP 011—1/ cu conducere cu volan, care are o capacitate de încărcare de 3 000 kg; F2. EP10/EP 026/ cu conducere cu pedală şi cu o capacitate de încărcare de 1 000 kg.

Expoziţia Uniunii economice de stat ,,Balkancar" a dat posibilitate vizitatorilor să cunoască şi electrocarele basculante, remorcherele electrice şi stivuitoarele diesel de mare înălţime. Acestea sînt recunoscute ca fiind maşini de înaltă productivitate, compacte şi sigure, folosite în toate domeniile muncii în depozite. La ele pot fi montate diverse dispozitive de schimb, pentru luarea şi aranjarea mărfurilor la înălţime, cu scopul mecanizării operaţiilor de transport în orice întreprindere modernă. Dintre acestea face parte motocarul universal cu motor diesel — F. 17.DU 32.33.1/DV 1733—1/, care are o capacitate de încărcare de 3 200 kg şi ridicare la o înălţime de 3 300 mm.

Electropalanele cu cablu au fost prezentate într-o serie de capacităţi de încărcare de la 250 pînă la 12 500 kg, cu şapte variante de înălţimi de ridicare între 6 şi 36 m, cu viteze de ridicare de 8, 12 şi 6 mm/min şi cu microviteze.

Expoziţia Uniunii economice de stat ,,Balkancar" la Bucureşti a făcut cunoscut vizitatorilor, cu acest prilej, o parte din programul său de producţie şi de export şi totodată a dat unele soluţii raţionale pentru rezolvarea problemelor de transport intern în uzine şi depozite. Expoziţia a constituit de asemenea şi o expresie a tendinţei spre extinderea relaţiilor comerciale, spre consolidarea relaţiilor reciproce şi spre o colaborare mai fructuoasă între ţările noastre.

El.St.

Revista Revistelor

Sudostroenie

nr. 2, 1970

Erlîkin, I.I.: Motonava maritimă ,,Vihr" cu aripi submarine.
Jarpov, A. B.: Proiectarea ramelor corpului de navă.
Hramkin, M. F.: Caracteristicile de interacţiune ale spiralelor de reglare a pasului cu elemente de ghidare.
Aleksandrov, M. N. şi *Kovcegov, L. P.*: Asupra cerinţelor convenţiei internaţionale din 1960 privind mijloacele de salvare.
* * * Informaţii despre componentele flotei maritime a U. R. S. S.
* * * Date statistice privind flota comercială mondială în 1960.
Uvarov, O. F.: Metodă de calcul a macaralelor de încărcare a navelor.
Sedov, A. M.: O nouă macara cu graifer.
Podvolotkii, N. M.: Procedeu de descărcare a tancurilor prin depresiune.
* * * Instalaţii de nave pentru prepararea apei potabile.
Tvetkov, Iu. N.: Sisteme termoelectrice refrigeratoare pentru nave.
Tarakanovskii, L. N.: Alegerea sistemului de circulaţie a condensatorului principal.

Berşadskii, S. A., Zaiţer, D. A. şi *Kurnatov, V. D.* : Amortizarea vibraţiilor motoarelor cu pistoane libere.
Kuharenko, N. V. : Influenţa regulatoarelor de viteză automate asupra vibraţiilor generatoarelor-diesel.
Kurilin, G. K. şi *Lisov, A. F.* : Microelectronica în construcţia de dispozitive maritime.
Kuman, V. V. : Amplasarea captatoarelor aparaturii meteorologice pe nave.
Manekke, G. Iu. : Sistem centralizat de informare tehnico-ştiinţifică în construcţia de nave din R.D.G.
Sipilin, P. M. : Clasificarea elementelor corpului de navă şi determinarea parametrilor fundamentali ai procesului tehnologic.
Şimkevici, L. A. : Escadra navală de onoare.
Jokolov, I.I. : După învăţătura lui Lenin.
* * * Frunze şi flota.
Farafenov, M. M. : Steagul roşu de gardă.
Iudovin, B. S. : Prima instalaţie generator de gaze cu abur pentru nave.
* * * Primul regulament al flotei ruse.
* * * Intrevederea marinarilor din trei generaţii.
* * * Farul pe de muntele Şepelevski.
Taregorodţev, V. E. : Inovaţiile şi progresul tehnic în construcţia de nave.
Goriacenkova, R. A. şi *Kosticov, V. K.* — Pavilionul construcţiilor navale la Expoziţia realizărilor economice ale U.R.S.S.
Ponomarev, N. A. : Concursul regional al sudorilor electrici.
* * * Consfătuirea despre proiectarea vaselor meşteşugăreşti.
* * * Consfătuirea despre mecanizarea proceselor de producţie.
* * * Conferinţa tehnico-ştiinţifică despre transmisii hidraulice şi hidroautomatică.
* * * Industria constructoare de nave a R.D.G. la expoziţia din Rostock.

Sudostroenie

nr. 3, 1970

Bezjonov, V. N., Pankov, V. I. şi *Velikoselskii, N. D.* : Macara plutitoare de 60 t. ,,Astrahan''.
Krutalevici, N. I. — Ponton de radă autopropulsat cu capacitate de ridicare de 150 t.
Makutov, V.I. : Automatizarea procesului de proiectare a suprafeţei navei, cu utilizarea maşinilor electronice de calcul.
* * * Cronica realizărilor de peste hotare.
Melţer, L. Z. : Alegerea schemei de amplasare a instalaţiilor frigorifice de navă.
Adamovici, A. A., Barakan, G. H. şi *Koţiubenko, V. V.* Noul motor diesel naval cehoslovac 6L 525 IIPS şi modificarea lui.
Akselband, A. M. ş.a. : Metodă exergetică de analiză a caracteristicilor termotehnice ale instalaţiilor de turbină cu abur pentru nave.
Pavliucenkov, A. M. şi *Melnikov, A. A.* : Experienţa exploatării instalaţiilor energetice — complexe automatizate ale motoarelor ,,Novgorod''.
Lekah, M. Ia. şi *Kiperman, Iu. P.* : Studiul funcţionării regulatorului pentru toate regiunile la viteze mici de rotaţie.
Sivers, P. L., Vioznikovţev, E. V. şi *Toprover, B. G.* : Scheme de comandă cu tiristori în instalaţiile navelor.
Strelnikov, A. N. şi *Lisiţkii, E. L.* : Motoare asincrone cu rotor masiv pentru transmisii electrice de navă.
Aronov, O. N. şi *Domuhovskii, V. A.*: Protejarea generatoarelor-diesel ale troliilor de dragaj împotriva suprasarcinilor dinamice.
Krasnov, V. V. ş.a. : Sistem unghiular de comandă pentru generatoare sincrone.
Alekseev, I. F. şi *Iakinov, N. N.* : Lansarea la apă şi îmbinarea tancului ,,Kerci''.
Mamcenko, V. N. ş.a. : Lansarea şi îmbinarea tancului ,,Mangîşlak''.
Barsukov, E. G., Mamcenko, V. N. şi *Fukelman, M. L.* : Sudarea joantelor de montaj ale tancului ,,Mangîşlak''.
Volkov, V. S. : Pregătirea lucrărilor de îmbinare a navei ,,50 Let VLKSM''.
Sidorov, N. F. ş. a. : Sudarea joantelor de montaj ale navei ,,50 Let VLKSM''.
Drihel, H. V. : Lansarea şi echilibrarea blocurilor de prova şi pupa ale navei ,,50 Let VLKSM''.
Şimkevici, L. A. : Escadra navală de onoare.
* * * Farul din Voronţov.
Zaharov, V. V. : Din istoria uzinei ,,Proletar''
** * Nava ,,clandestină'' Nikonov.
* * * Comunistul Ecaterina Zubova.
Safonov, V. A. şi *Varvarin, N. N.* : Planificarea proceselor sociale la uzina ,,Krasnoe Sormovo''.
Sofman, B. L. : Clasificarea inovaţiilor şi potenţelor.
* * * A XIX-a Conferinţă tehnico-ştiinţifică despre rezistenţa navelor de mare viteză.
Dragomireţkii, V. B. : Manual de proiectare a tancurilor.
Krasavţev, L. B. : Monografie despre navele flotei tehnice.
Bîhovskii, I. A. : Istoria creării bazinului experimental.
Butemin, N. V. : Monografie despre metodele precise de cercetare a sistemelor automate neliniare.

Sudostroenie

nr. 4, 1970

Bitoma, B. E. : Construcţia de nave sonetice la centenarul naşterii lui Lenin.
* * * Cartul jubiliar al constructorilor de nave.
Voznesenskii, A. I. şi *Dorin, V. S.* : Perspectivele construcţiei de nave de transport şi pescăreşti.
Sokolov, D. G., Rodionov, N. N. şi *Frid, E. G.* : Proiectul primului tanc sovietic de 150 000 t.
Ciuvikovskii, V. S. : Analiza rezistenţei componentelor constructive cu ajutorul maşinilor electronice de calcul.
Volînskii, G. I. : Baza pescărească autonomă ,,Vostok''.
Firsov, G. A. : Direcţiile principale de dezvoltare a teoriei navelor.
Erlîkin, I. I. : Particularităţile dezvoltării navelor sovietice cu aripi submarine.
Juvotovskii, A. A., Samumin, V. G. şi *Zinenko, G. D.* : Motonave grele pentru navigaţie interioară.
Samsin, V. M. : Sisteme de asigurare a condiţiilor de locuit pe navele moderne.
Matveev, G. A. : Dezvoltarea energeticii navale ca rezultat al progresului ştiinţific şi tehnic.
Zaharov, G. A. ş.a. : Perspectivele automatizării navelor de transport maritim.
Azovţev, A. A., Kitoenko, G. I. şi *Sokolov, A. G.* : Perspectivele sistemelor electrice pentru nave.
Gribov, V. M. : De la cvadrant la dispozitivele inerţionale complexe.
Kezling, G. B. : Principiile creării sistemelor automate de ramură pentru controlul producţiei.
Beliaev, G. S. şi *Frolkov, A. T.* : Modernizarea metodelor de construire a navelor.
Avdeev, N. A. : Perspectivele dezvoltării producţiei de serie mare a bărcilor şi şalupelor.
Dubravin, A. I. : Decrete leniniste privind construcţia de nave.
* * * Lenin şi flota.
Bîhovskii, I. A. şi *Mişkevici, G. I.* : Nume glorioase.
Voinolovici, D. I. : Misiune extraordinară.
Krîlov, A. A. : Lenin în mijlocul marinarilor şi constructorilor de nave.
* * * Farul Stirsudden.

Iakovlev, I. I. Împreună cu Ilici.

G. Z

Die Maschine

nr. 3/1970

Marggraf, D. : Nivelul dezvoltărilor de compresori cu amortizare sonică.
Lansky, Z. L. : Despre calculul, montajul şi întreţinerea cilindrilor hidraulici şi cu aer comprimat.
Birkle, H. G. : Capacitatea de autofrînare a angrenajelor supraetajate (Partea I).
Pohl, A. : Probleme de etanşare în construcţia maşinilor şi aparatelor.
Rahtz, R. : Frezarea şi broşarea canalelor de pană cu o singură maşină.

40 STANKOIMPORT
1930 - 1970
ani de activitate în comerţul exterior

Cele mai recente tipuri de maşini de pontat de precizie, de fabricaţie sovietică, vor fi prezentate de Stankoimport la EXPOZIŢIA INTERNAŢIONALĂ din Bucureşti, în pavilionul U.R.S.S.

În acel pavilion veţi putea vedea, de asemenea în funcţiune, modelele-tip care s-au făcut deja cunoscute pe piaţa mondială:

- Strunguri semiautomate 1B125, 1425
- Maşini de pontat 2411, 2A430, 2V440A, 2A450
- Maşini de rectificat 3E12, 3V642
- Maşini de tăiat angrenaje 5V833, 5K32P, 584
- Maşini de frezat 6N10
- Maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului ChLK-8, TPD-15, KS, PKhF, SVSA-2, SR6-8, TPA-3
- Foarfece N5222
- Prese KD2326, I1330
- Maşină automată de refulare la rece A1221
- Aparataj pneumatic
- Unelte de tăiat
- Instrumente de măsură
- Unelte cu diamant şi abrazive
- Rulmenţi

STANKOIMPORT

PUBLICOM

universalitate
comandă uşoară
precizie ridicată

Strungurile noastre verticale se pot adapta la prelucrarea:

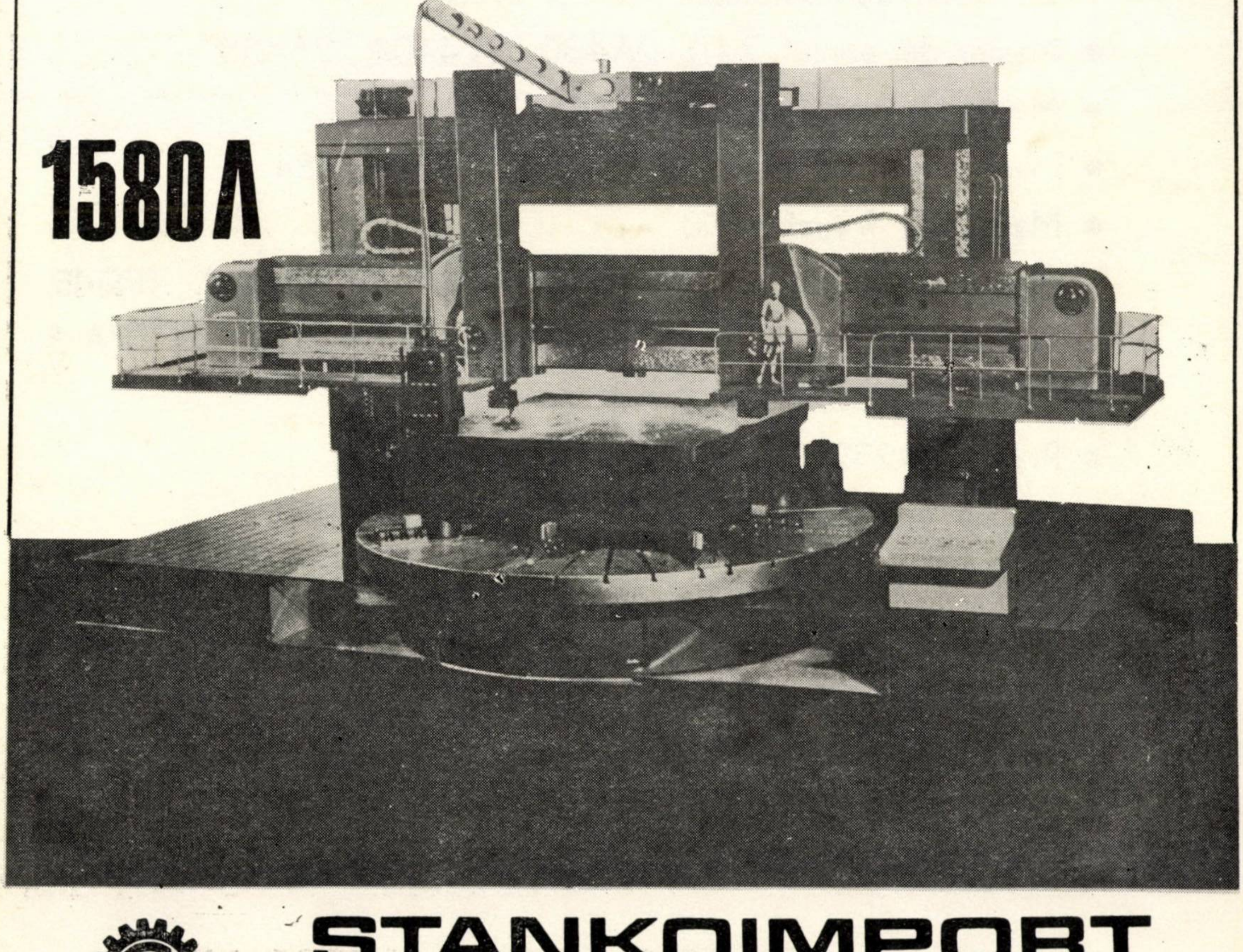
- cilindrilor de înaltă presiune pentru turbine cu abur
- corpuri de turbine cu gaze
- piese pentru compresoare

Ele sînt indicate pentru executarea următoarelor operaţii: strunjirea şi alezarea suprafeţelor cilindrice şi conice, îndreptarea suprafeţelor, executarea jgheaburilor, a striurilor circulare, a străpungerilor, a aşchierilor etc.

Comanda pentru toate deplasările rapide şi de poziţie a suporturilor şi a traversei, cuplarea şi decuplarea motorului principal, alegerea şi schimbarea vitezelor şi avansului, punerea în mişcare a discului şi oprirea lui se fac de la distanţă, de la un pupitru de comandă suspendat.

În cazul unei comenzi speciale, putem livra şi accesoriile care extind posibilităţile maşinilor.

V/O „Stankoimport" oferă o gamă largă de strunguri verticale *cu un montant*, concepute pentru prelucrarea pieselor cu un diametru maxim de 800 pînă la 1600 mm şi cu o înălţime de 800 pînă la 1 000 mm, precum şi strunguri verticale *cu doi montanţi* pentru piese cu diametrul de 4000 pînă la 25000 mm şi cu o înălţime de 2000 pînă la 6300 mm.



STANKOIMPORT

Informaţii detaliate la cerere, la V/O „STANKOIMPORT"
Moscova G—200, U.R.S.S.
Telex: 227,228
Telefon: 244—21—32

PUBLICOM

40 YEARS

STANKOIMPORT

1930 - 1970

Profilul dintelui obținut printr-o singură trecere, trecerea a doua (de finisare) asigură o înaltă precizie.

MAȘINĂ PENTRU TĂIAT ANGRENAJE CU AJUTORUL UNUI CUȚIT-ROATĂ DINȚATĂ

5140

Acest model, ca și modelul 5V150, prezintă următoarele avantaje:

— randament mare, durată de funcționare a sculei și precizia tăierii, datorită utilizării ciclului automat cu două treceri, cu schimbarea regimurilor de tăiere între ele;

— posibilitatea de a tăia angrenaje cu modul mare;

— posibilitatea de a modifica direcția cuțitului la sfîrșitul operației, ceea ce prelungește durata sa de funcționare;

— posibilitatea de a tăia angrenaje elicoidale.

	5140	5V150
Diametrul maxim de tăiere, mm	500	800
Modulul maxim	8	12
Lățimea maximă a coroanei dințate, mm	100	170

V/O "Stankoimport" oferă de asemenea mașini de tăiat angrenaje cu cuțit-roată dințată, model 5V12, 5M14 și 5V161 pentru diametrele respective următoare: 208, 500 și 1 250 mm (module: 4, 6 și 12 mm).

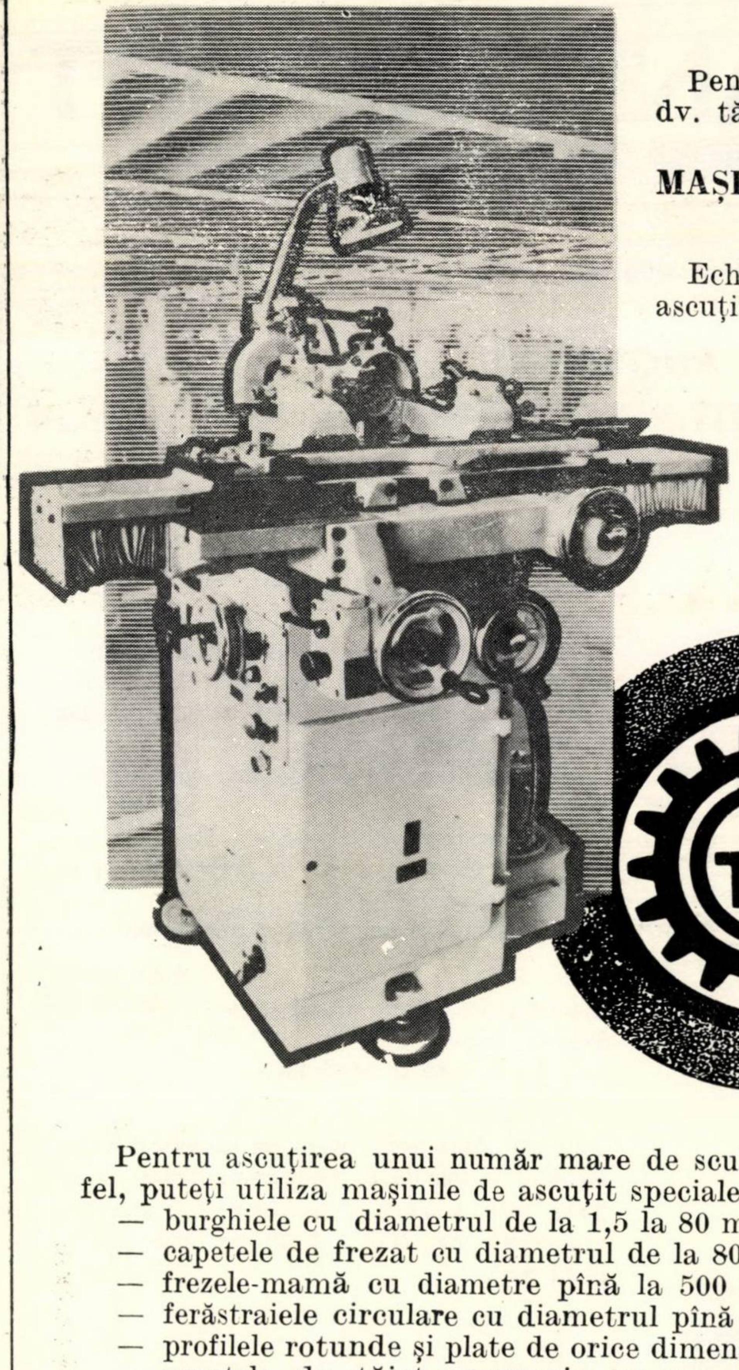
Informații detaliate la cerere.

PUBLICOM

STANKOIMPORT

V/O "STANKOIMPORT" Moscova G-200 Telefon: 244-21-32
Telex: 227, 228

PUBLICOM



Pentru a prelungi durata de viață a sculelor dv. tăietoare folosiți

MAȘINILE UNIVERSALE DE ASCUȚIT
modelele 3V641, 3V642, 3A64D

Echipate cu numeroase accesorii, ele permit ascuțirea perfectă a unei mari varietăți de scule:

burghie
alezoare
sfredele
freze
instrumente de formare etc.

1930 40 1970
ani de activitate a comerțului exterior
STANKOIMPORT

Pentru ascuțirea unui număr mare de scule de același fel, puteți utiliza mașinile de ascuțit speciale, ca:
- — burghiele cu diametrul de la 1,5 la 80 mm
- — capetele de frezat cu diametrul de la 80 la 630 mm
- — frezele-mamă cu diametre pînă la 500 mm
- — ferăstraiele circulare cu diametrul pînă la 1010 mm
- — profilele rotunde și plate de orice dimensiuni
- — capetele de tăiat angrenaje cu un diametru de 1/2 — 18''

Tocilele din diamant sintetic montate pe aceste mașini asigură buna calitate a sculelor și prelungesc durata lor de funcționare.

STANKOIMPORT

Informații detaliate la cerere la: V/O ,,STANKOIMPORT'' Moscova G—200, U.R.S.S., Telex: 227, 228,
Telefon: 244—21—32

PUBLICOM

Întreprinderea pentru Comerţul Exterior

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — POLONIA
Cutia poştală : 825
Telefon : 513 401
Telex : 31—416
Telegrame : CENTROZAP Katowice

Cubilouri cu curent de aer cald ⌀ 600—1400 mm

Vă oferim cubilouri cu diametrul pînă la 800 mm, echipate cu recuperatoare monoetajate precum şi cubilouri cu diametrul de la 900 pînă la 1 400 mm, echipate cu recuperatoare bietajate cu radiaţie şi convecţie. Durata mare de funcţionare a cubilourilor este obţinută datorită aplicării răcirii cu apă în zona temperaturilor înalte. Cubilourile sînt dotate şi cu un sistem de aparate de control şi de măsură pentru reglarea automată a parametrilor de funcţionare ai instalaţiei de cubilou.

	Diametre nominale, mm						
	600	700	800	900	1 000	1 200	1 400
Debitul nominal al cubiloului, t/h	3	4	5	6,5	7,5	11,5	15

În şantierele de topire, noi aplicăm următoarele soluţii :

- controlul izotipic şi semnalizarea nivelului încărcăturilor în cubilouri ;
- material automatizat pentru pregătirea şarjelor şi încărcarea cubilourilor ;
- stocuri de materii prime mecanizate sau parţial automatizate ;
- dispecer central pentru comanda la distanţă şi controlul echipamentului.

PUBLICOM

MARCI CU RENUME BUN

Mărci al căror renume răsună în 100 ţări din toată lumea. Acestea sînt mărcile maşinilor cehoslovace care ajută la confecţionarea îmbrăcămintei şi încălţămintei omenirii. Ele sînt rezultatul tehnicii celei mai moderne, tehnologiei noi, tradiţionalului know-how şi muncii cinstite.

ELITEX	maşini textile
UNIPLET	maşini de tricotat cu diametru mic şi cu diametru mare
SVIT	maşini de pielărie şi de cismărie
MINERVA, LADA	maşini de cusut industriale şi casnice
AKRA	ace de cusut şi tricotat, platine de tot felul
ZKL	lagăre cu rulmenţi

INVESTA
25

Tot ce doriţi să cunoaşteţi despre maşinile acestor mărci vă oferă cu plăcere:

INVESTA AS, Kodanská 46, Praha 10 CEHOSLOVACIA. Toate informaţiile necesare le veţi afla, de asemenea, la expoziţia amplă AS INVESTA

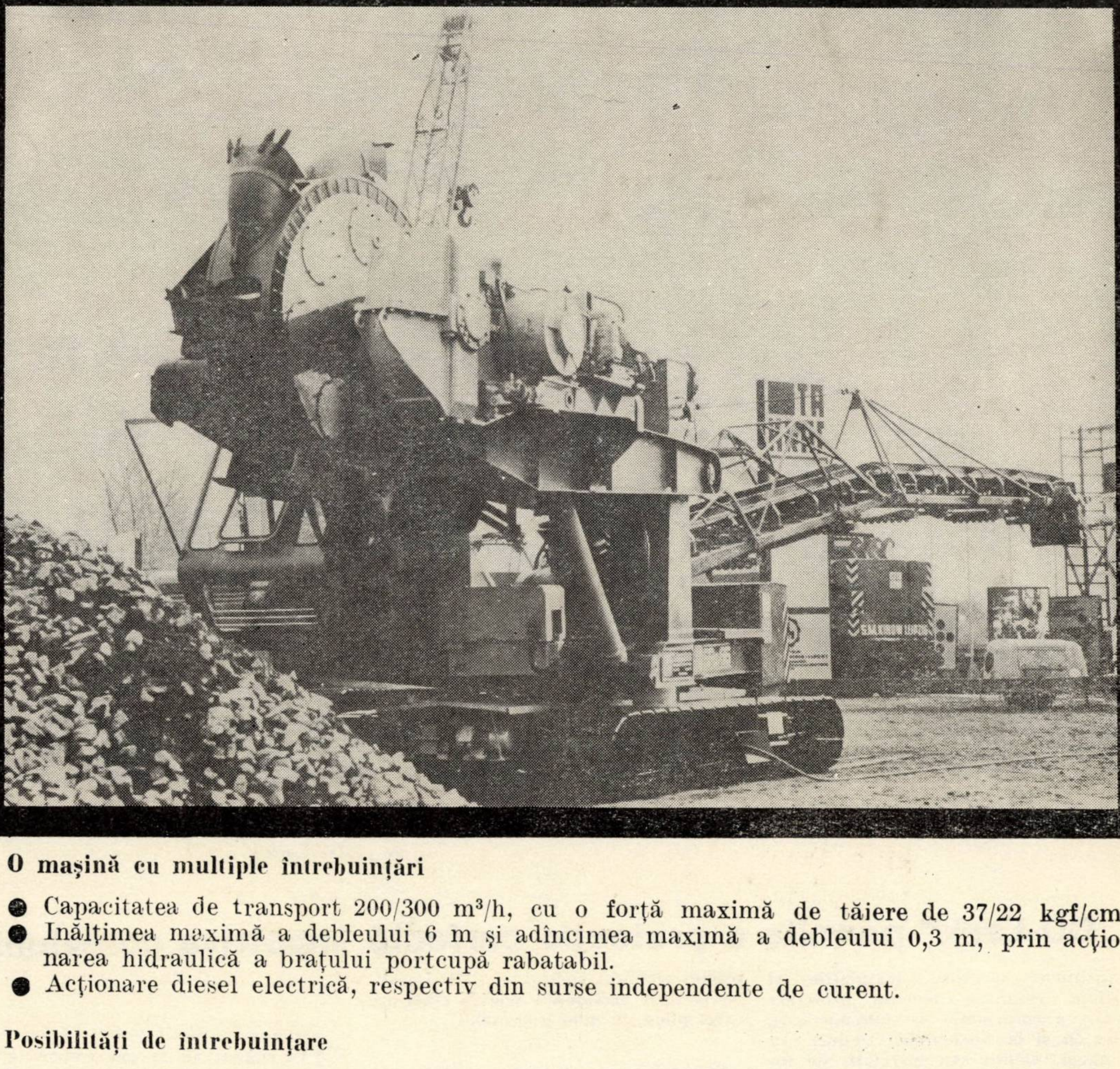
La primul tîrg internaţional din Bucureşti

PUBLICOM

TA
KRAF

O NOUĂ REALIZARE

Excavatorul cu cupe SRs 65



O mașină cu multiple întrebuințări

- Capacitatea de transport 200/300 m³/h, cu o forță maximă de tăiere de 37/22 kgf/cm.
- Inălțimea maximă a debleului 6 m și adîncimea maximă a debleului 0,3 m, prin acționarea hidraulică a brațului portcupă rabatabil.
- Acționare diesel electrică, respectiv din surse independente de curent.

Posibilități de întrebuințare

Extracția sterilului, extracția de cărbune și transportul de substanțe minerale și materiale generale în depozite mari.

Cereți un prospect detaliat

VVB
TAKRAF

Tagebauausrüstungen Krane und Förderanlagen R.D.G. — 701 Leipzig, Barfussgässchen 12

Republica Democrată Germană

Exportator
Maschinen-Export, Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
R.D.G. — 108 Berlin, Mohrenstrasse 53 — 54
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

Bayer

BAYER

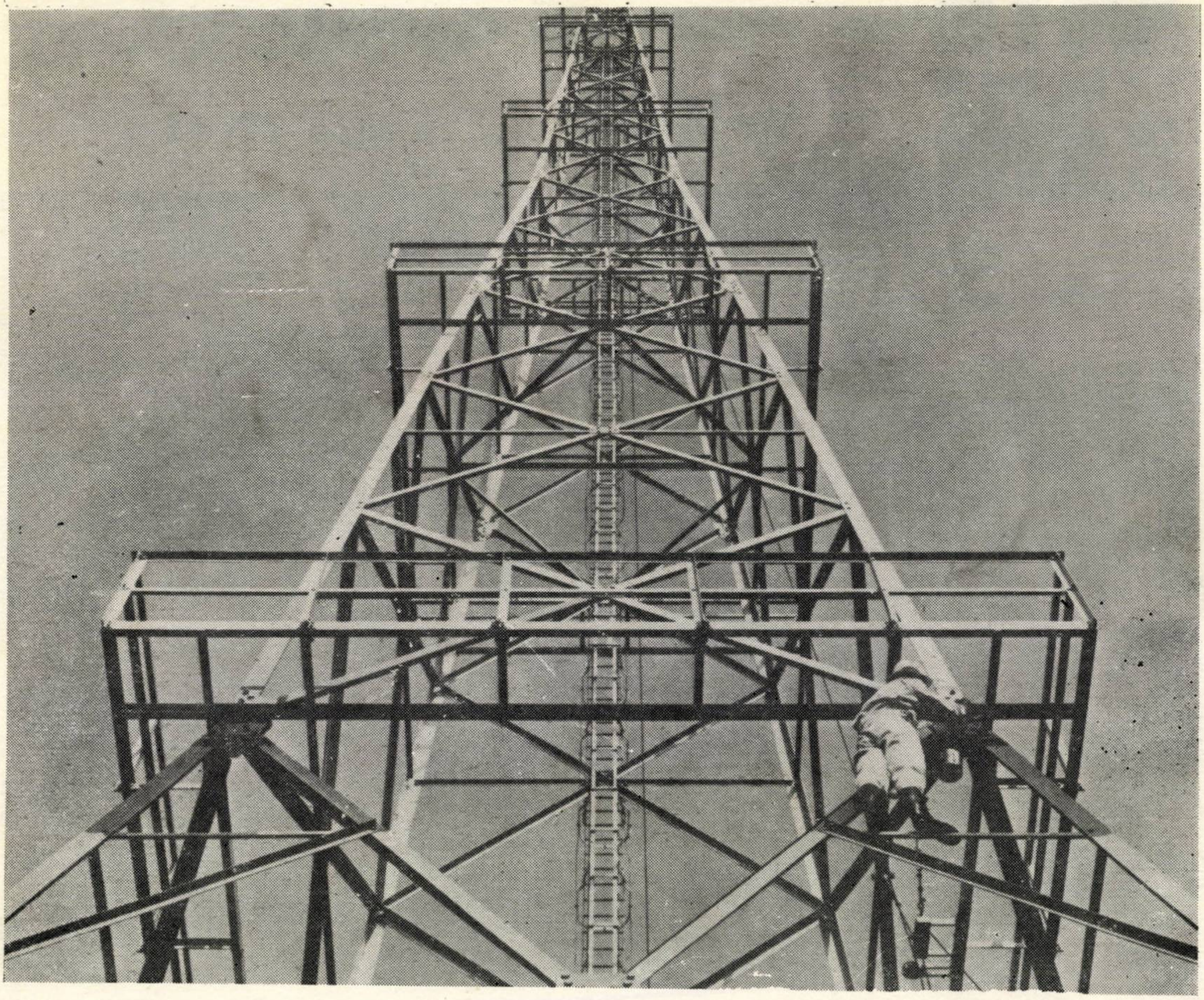


Fig. : Pilonul de susţinere de la Radio-Scheveningen — este protejat împotriva coroziunii cu ,,DD—Lack''

„DD-Lack" permite o protecţie perfectă împotriva coroziunii.

Pretutindeni în lume, instalaţiile şi maşinile valoroase trebuie protejate împotriva coroziunii. La Johannesburg la fel ca şi la Anchorage: Poduri sau strunguri, clădiri sau instalaţii de încărcare. Cerinţele privind protecţia împotriva coroziunii sînt adeseori atît de diferenţiate, încît lacurile uzuale nu fac faţă întotdeauna, însă cu o excepţie: ,,DD-Lack'' — adică sistemul de lac creat pe baza materiilor prime — Bayer: ®Desmodur şi ®Desmophen.

„DD-Lack" rezistent la climatul marin

Pilonul de susţinere al antenelor emiţătoare aparţinînd lui Radio-Scheveningen a fost atacat numai după un an şi jumătate de cristale fine de sare. În căutarea unui strat de protecţie absolut rezistent faţă de depunerile cu conţinut de sare şi oscilaţiile de temperatură s-a optat pentru un tratament cu produs elaborat special — ,,DD-Lack''. Acest strat protejează deja de cinci ani acest pilon, în mod ireproşabil.

„DD-Lack", la comandă, îndeplineşte toate cerinţele

Lacul DD pătrunde mai tare în acele domenii de aplicare în care se ridică pretenţii neobişnuit de multe faţă de protecţia împotriva coroziunii. Aceasta se explică prin nivelul ridicat al proprietăţilor sale chimice şi fizice. Se mai explică, de asemenea, prin aceea că proprietăţile acestui lac pot fi dirijate în funcţie de domeniul de aplicare. Cu formularul alăturat puteţi solicita informaţii detaliate.

Informaţii:

Bayer, Verkauf Chemikalien
D—5159 Türnich, Postfach 12
Republica Federală a Germaniei

☐ Vă rugăm să ne mai transmiteţi şi alte informaţii detaliate asupra sistemului de lac ,,DD—Lack''.

☐ Am dori să supunem la probe suprafeţe acoperite cu ,,DD—Lack'' şi vă rugăm să ne trimiteţi mostre.

☐ Avem următoarea problemă pe care am dori să o rezolvăm cu ajutorul produsului ,,DD—Lack'':

Actualul nostru furnizor, firma:

ne va acorda ajutorul său tehnic.

dd lack
system

BAYER

Poliuretan-Lac

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind intre 0,25 și 1 035 t/h și presiuni intre 8 și 195 kgf/cm^2, pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pină la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

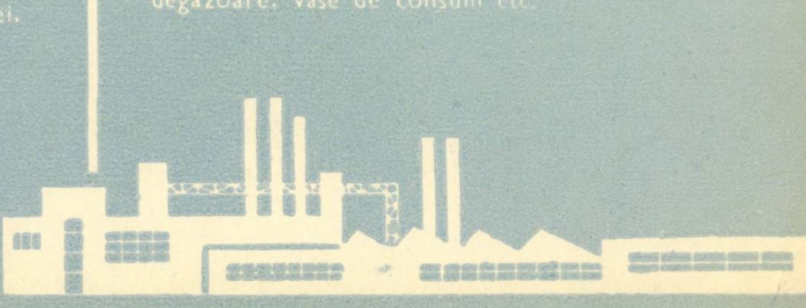
DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare de 1,5; 3; 7; 9; 12; 15 și 19,3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni intre 8 și 70 kgf/cm^2.

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preincălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.



Str. SAMUEL VULCAN nr. 10–12
București tel. 31.51.02

CONSTRUCȚIE ROBUSTĂ, 1970 OKT 29

ÎNCHISĂ ETANȘ ȘI

BINE PROTEJATĂ

LMS-7/200

ȘI

LMS-7/101

ÎN EXECUȚIE
CU SIGURANȚĂ MĂRITĂ ȘI RANDAMENT RIDICAT SE UTILIZEAZĂ
PENTRU ILUMINATUL IN MEDII **EXPLOZIVE** SAU **GRIZUTOASE**

ELBA

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ
I. I. S. ELECTROBANAT TIMIȘOARA
STR. PESTALOZZI Nr. 22

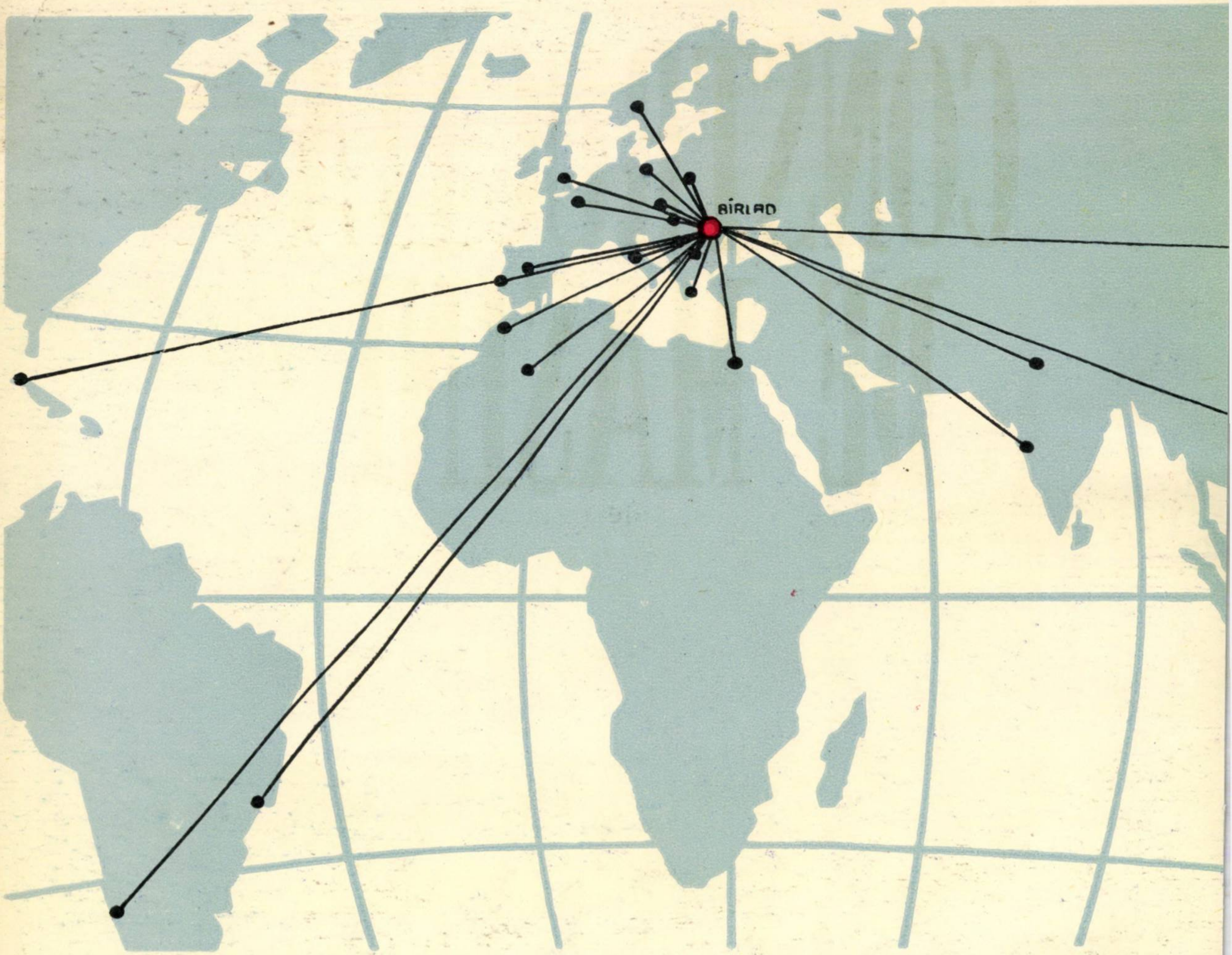
R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 9 • SEPTEMBRIE 1970

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

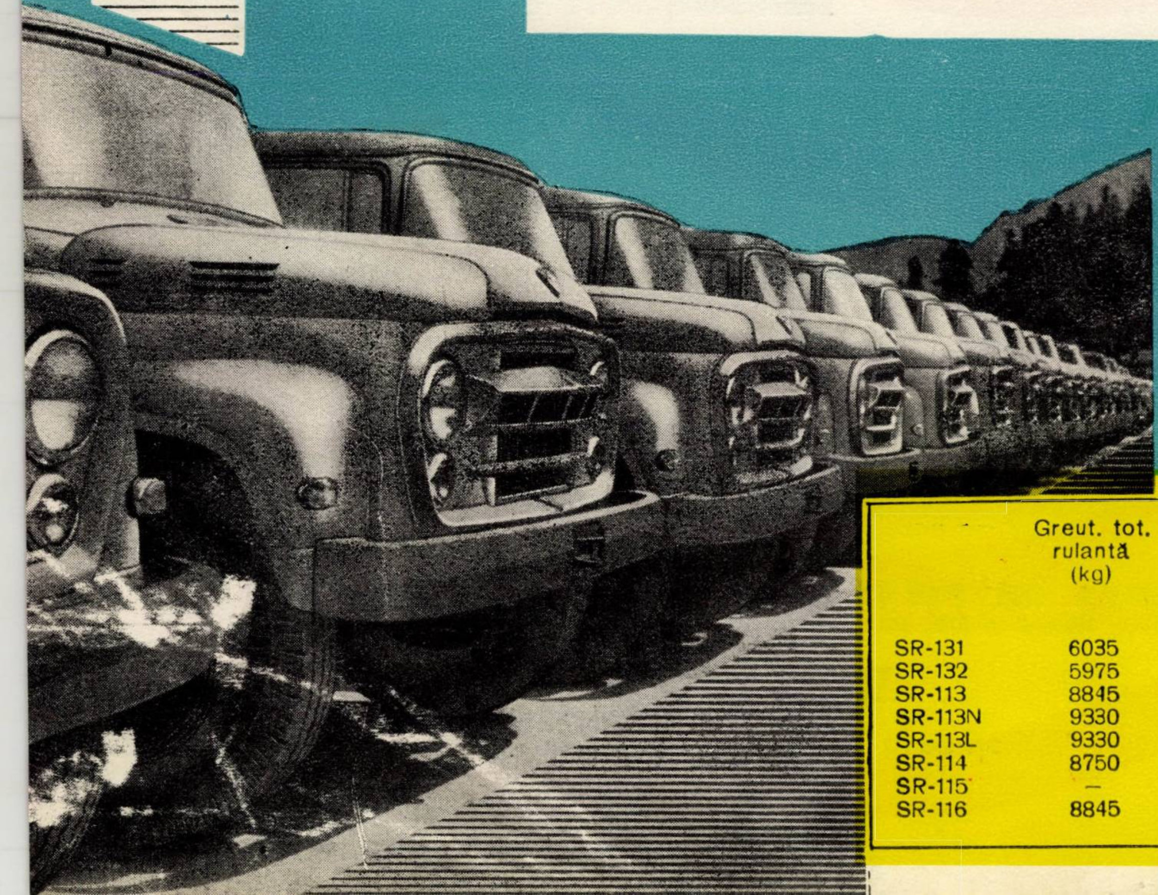
- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de constructie specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenti pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

E.3279
R

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	–	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	–	16700	80
SR-116	8845	–	80

I.P.R.S. BĂNEASA

IPRS

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ȘI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

STR EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● SECTOR 2
TELEFON 33.38.30 ● TELEX 011203

produce:

PIESE RADIO

- Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
- Rezistoare bobinate
- Termistoare
- Condensatoare de poliester
- Condensatoare de polistiren
- Condensatoare electrolitice normale
- Condensatoare electrolitice miniatură
- Condensatoare ceramice
- Condensatoare de hîrtie — uz general
- Condensatoare de hîrtie metalizate
- Condensatoare telefonice
- Condensatoare auto
- Condensatoare pentru tuburi fluorescente
- Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

- Transistoare cu germaniu, de joasă frecvență
  - — de mică putere
  - — de medie putere
  - — de putere
- Transistoare cu germaniu, de înaltă frecvență
  - — de mică putere
  - — drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere
- Fotodiode cu germaniu
- Diode redresoare cu siliciu
  - — de mică putere
  - — de putere
- Diode stabilizatoare de mică putere cu siliciu

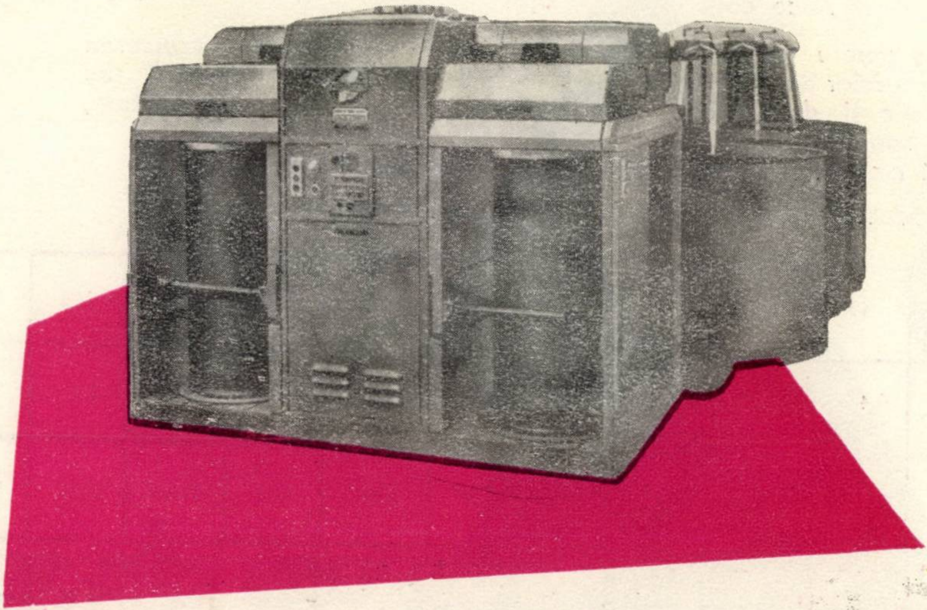
I. P. R. S — Băneasa editează, în cursul anului 1970, un catalog de dispozitive semiconductoare și un catalog de piese radio. Doritorii vor adresa cererile lor, pentru înscrierea în tiraj, la:

INTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ȘI SEMICONDUCTORI BĂNEASA
CABINETUL TEHNIC ● STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32 ● BUCUREȘTI ● SECTOR 2

Vizitați-ne la: TÎRGUL INTERNAȚIONAL BUCUREȘTI

uzina
UNIREA
Cluj

Piaţa 1 Mai nr. 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238



LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.
Maşina se execută după licenţa firmei
INGOLSTADT—R.F.G.

In afară de acest produs, uzina mai fabrică în serie, atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

URBIS

UZINA DE RADIATOARE ECHIPAMENT METALIC, OBIECTE SI ARMATURI SANITARE

București — Bdul Preciziei, 12 telefon: 31.16.40 — România

Produce:

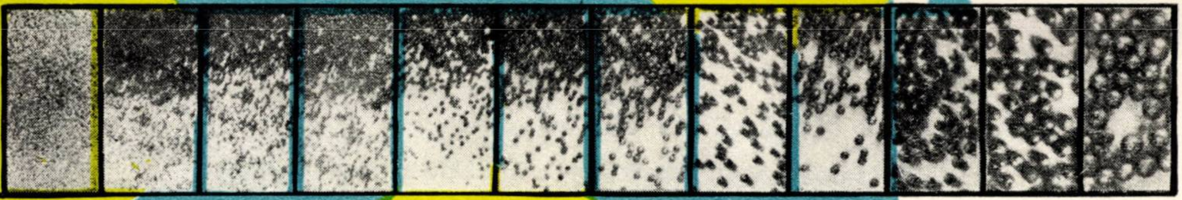
Alice sferice din fontă hematită	AFH-S
Alice sferice din fontă decarburată special	AFX-S
Alice sferice din oțel	AO-S
Alice colțuroase din fontă hematită	AFH-C
Alice colțuroase din fontă decarburată special	AFX-C
Alice colțuroase din oțel	AO-C

Alicele URBIS folosite pentru sablarea pieselor turnate, la curățarea și ecruisarea semifabricatelor și pieselor din construcția de mașini în vederea prelucrării sau acoperirii de protecție și decorative, sînt produse din materiale de calitate, elaborate în condiții speciale.

Ele se clasifică după material, formă, tratament termic și dimensiuni.

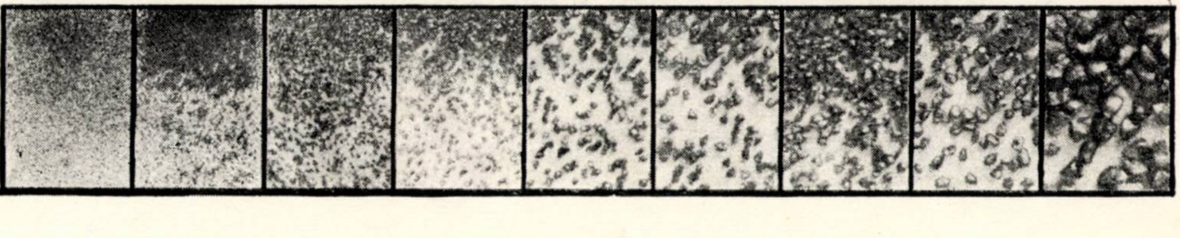
Alicele sferice se produc din oțel și fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	20	30	40	60	70	85	100	120	140	170	200	250
Dimensiunea nominală mm	0,2	0,3	0,4	0,6	0,7	0,85	1	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5
Corespondența S.A.E.	S70	S110	S170	S230	S280	S330	S390	S460	S550	S660	S780	S930



Alicele colțuroase se produc din **oțel și** fontă în dimensiunile următoare:

Clasa granulometrică	15	20	30	40	70	100	120	140	170
Dimensiunea nominală mm	0,15	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,2	1,4	1,7
Corespondența S.A.E.	G120	G80	G50	G40	G25	G18	G16	G14	G12



MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, SEPTEMBRIE Nr. 9, 1970

CUPRINS

BRETAN, D. şi KONRAD, M.:	**Asupra unei metode de calcul hidraulic simplificat al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia de turbine hidraulice.**	519
BUCŞĂ, GH.:	**Metoda de prelucrare a danturii bacurilor de universal.**	526
CALEA, GH. şi TODEA, GH.:	**Metoda de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes.**	530
DUMITRAŞ, C.:	**Calculul forţelor de aşchiere F_z, F_x, F_y la maşinile verticale de frezat, pe baza relaţiilor matematice, stabilite în cazul strunjirii longitudinale.**	536
HOROVITZ, B., FEIMER, I., PERJU, D. CRUDU, M. şi IONESCU, N.:	**Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată.**	542
MANGIUREA, O.:	**Utilizarea calculatoarelor electronice în controlul statistic dimensional.**	547 c
MARGA, EUGENIA şi MARGA, GH.:	**Alegerea raţională a raportului de demultiplicare la maşinile de ridicat.**	551
SPINEANU, U.:	**Influenţa efortului de măsurare asupra preciziei de măsurare a diametrului mediu al filetelor cilindrice în construcţiile de mecanică fină.**	555
TABĂRĂ, V:	**Contribuţii la calculul preselor de fricţiune în cursele de antrenare.**	564
VAIDA., AL şi VELICU., S.:	**Metodă de calcul pentru determinarea profilului sculelor de danturat prin metoda copierii.**	569
ZBÂRCEA, V.:	**Aspectul corect al problemei insolaţiei la vehiculele frigorifice de transport.**	574
RECENZII		578
CRONICĂ		578
REVISTA REVISTELOR		579

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 621.224.001.24

Bretan, D. şi *Konrad, M.* : **Asupra unei metode de calcul hidraulic simplificat al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia de turbine hidraulice.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 519–526

CZ 621.834 : 621.941.24

Bucşă, Gh. : **Metoda de prelucrare a danturii bacurilor de universal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 526–529

CZ 621.91.025

Calea, Gh. şi *Todea, Gh.* : **Metoda de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 530–536

CZ 621.914.4

Dumitraş, C. : **Calculul forţelor de aşchiere F_z, F_x, F_y la maşinile verticale de frezat, pe baza relaţiilor matematice, stabilite în cazul strunjirii longitudinale.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, p. 536–542

CZ 621–585.17

Harovitz, B., *Feimer, I.*, *Perju, D.*, *Crudu, M.* şi *Ionescu, N.* : **Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 542–546

CZ 681.32 : 519.2

Mangiurea, O. : **Utilizarea calculatoarelor electronice în controlul statistic dimensional.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 547–550

CZ 621.86/.87.017

Marga Eugenia şi *Marga, Gh.* : **Alegerea raţională a raportului de demultiplicare la maşinile de ridicat.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 551–555

CZ 621.832.082.6 : 681.2

Spineanu, U. : **Influenţa efortului de măsurare asupra preciziei de măsurare a diametrului mediu, al filetelor cilindrice în construcţiile de mecanică fină.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 555–564

CZ 621.979.15.001.24

Tabără, V. : **Contribuţii la calculul preselor de fricţiune în cursele de antrenare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 564–569

CZ 621.834 :651.914.2

Vaida, Al. şi *Velicu, S.* : **Metodă de calcul pentru determinarea profilului sculelor de danturat prin metoda copierii.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 569–574

CZ 629.114.3-444.001.5

Zbircea V.: **Aspectul corect al problemei insolaţiei la vehiculele frigorifice de transport.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9 p. 574–578

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 5594.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

INHALT

DK 621.224.001.24

Bretan, D. und *Konrad, M.* : **Über einige vereinfachte Methoden der hydraulischen Berechnung von Spiralgehäusen mit rundem Querschnitt für den Bau der Wasserturbinen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 519—526

DK 621.834 : 621.941.24

Bucşă, Gh. : **Verfahren zur Bearbeitung der Zahnung an den Klemmbacken der Universal-Drehmaschinen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 526—529

DK 621.91.025

Calea, Gh. und *Todea, Gh.* : **Schärfverfahren der Sykes-Radmesser.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 530—536

DK 621.914.014.4

Dumitraş, C. : **Berechnung der Spankräfte F_z, F_x, F_y bei Vertikal-Fräsmaschinen, auf Grund der, für das Längstschleifen festgelegten mathematischen Relationen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 536—542

DK 621—585.17

Horovitz, B., Feimer, I., Perju, D., Crudu, M. und *Ionescu, N.* : **Neue Typen von Drehzahlwandlern mit breitem Treibriemen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 542—546

DK 681.32 : 519.2

Mangiurea, O. : **Einsatz der Elektronenrechner bei der dimensonalen statischen Kontrolle.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 547—550

DK 621.86/.87.017

Marga Eugenia und *Marga, Gh.* : **Rationelle Auswahl des Untersetzungsverhältnisses bei Hebemaschinen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 551—555

DK 621.882.082.6 : 681.2

Spineanu, U. : **Einfluss der Messpankraft auf die Messgenauigkeit des durchschnittlichen Durchmessers zylindrischer Gewinde in der Feinmechanik.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 555—564

DK 621.979.15.001.24

Tabără, V. : **Beiträge zur Berechnung der Reibungspressen beim Mitnehmerhub.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 564—569

DK 621.834 ; 621.914.2

Vaida, Al. und *Velicu, S.* : **Berechnungsmethode zur Bestimmung des Profils der Zahnungswerkzeuge durch das Kopierverfahren.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 9, S. 569—574

DK 629.114.3—444.001.5

Zbârcea, V. : **Korrekter Aspekt des Problems der Sonnenstrahlung auf Kühlfahrzeuge**

Construcţia de Maşini 22 (1970). H. 9, S. 574—578

SOMMAIRE

CD 621·224.001.24

Bretan, V. et *Konrad, M.* : **Sur une méthode de calcul hydraulique simplifié des chambres spirales à section circulaire utilisées dans la construction des turbines hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 519—526

CD 621.834 : 621.941.24

Bucşă, Gh. : **Méthode d'usinage pour les dentures des mâchoires des mandrins universels.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 526—529

CD 621.91.025

Calea, Gh. et *Todea, Gh.* : **Méthode d'aiguisage des outils-roues Sykes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 530—536

CD 621.914.014.4

Dumitraş, C. : **Le calcul des forces de coupe F_z, F_x, F_y pour les fraiseuses verticales, sur la base des relations mathématiques établies dans le cas du chariotage longitudinal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 536—542

CD 621—585.17

Horovitz, B., Feimer, I., Perju, D., Crudu, M. et *Ionescu, N.* : **Nouveaux types de variateurs du nombre des tours, à courroie large.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 542—546

CD 681.32 : 519.2

Mangiurea, O. : **L'emploi des calculateurs électroniques dans le contrôle statistique des dimensions.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 547—550

CD 621.86/.87.017

Marga Eugenia et *Marga, Gh.* : **Le choix rationnel du rapport de démultiplication pour les engins de levage.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 551—555

CD 621.882.082.6 : 681.2

Spineanu, U. : **Sur la précision du mesurage dn diamètre moyen des filets cylindriques dans la mécanique fine.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 555—564

CD 621.979.15.001.24

Tabără, V. : **Contributions au calcul des systèmes d'entraînement des presses à friction.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 564—569

CD 621.834 : 621.914.2 564—569

Vaida, Al. et *Velicu, S.* : **Méthode de calcul pour déterminer en copiant le profil des outils qui exécutent la denture des roues.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 9, p. 569—574

CD 629.114.3—444.001.5

Zbârcea, V. : **L'aspect correct du problème de l'insolation dans le cas des véhicules frigorifiques de transport.**

Construcţia de Maşini 22 (1970). no. 9, p. 574—578

CONTENTS

DC 621.224.001.24

Bretan, V. and *Konrad, M.* : **A simplified hydraulic calculation method for spiral chambers of circular section utilized in hydraulyc turbines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 519—526

DC 621.834 : 621.941.24

Bucşă, Gh. : **Processing of the toothing of self-centering chucks**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 526—529

DC 621.91.025

Calea, Gh. and *Todea, Gh.* : **Grinding of Sykes pinion cutters**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 530—536

DC 621.914.014.4

Dumitraş, C. : **Calculation of F_z, F_x, F_y chipping forces developed in vertical milling machines based on the mathematical relations established for longitudinal turning.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 536—542

DC 621—585.17

Horovitz, B., *Feimer, I.*, *Perju, D.*, *Crudu, M.* and *Ionescu, N.* : **New types of speed variators with flat belt.**

Construcţia de Maşini 22(1970), nr. 9, p. 542—546

DC 681.32 : 519.2

Mangiurea, O. : **Utilization of electronic computers in dimensional statistical control.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 547—550

DC 621.86/.87.017

Marga Eugenia and *Marga, Gh.* : **Rational selection of the reduction ratio in hoisting machines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 551—555

DC 621.882.082.6 : 681.2

Spineanu, U. : **Influence of measuring effort on measurement accuracy of medium diameter of cylindrical threads in fine mechanics constructions.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 555—564

DC 621·979.15.001.24

Tabără, V. : **Contributions to the calculation of friction presses in driving strokes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 564—569

DC 621.834 : 621.914.2

Vaida, Al. and *Velicu, S.* : **Calculation method for the determination of teething tools profile by the copying method.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 9, p. 569—574

DC 629. 114. 3—444.001.5

Zbârcea, V.: **The right aspect of the insulation problem in refrigerating vehicles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 9. p. 574—578

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.224.001.24

Бретан, В. и *Кондар, М.:* **О методах упрощенного гидравлического расчета спиральных камер кругового сечения, применяемых в строительстве гидравлических турбин.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 519—526

ДК 621.834 : 621.941.24

Букшэ, Г.: **Метод обработки зубьев кулачковых патронов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 526—529

ДК 621.91.025

Каля, Г. и *Тодя, Г.:* **Метод заточки дисковых резцов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 530—536

ДК 621.914.014.4

Думитраш, К,: **Расчет сил резания F_z, F_x, F_y на вертикально-фрезерных станках, на основе математических соотношений, установленных для продольной обточки.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 536—542

ДК 621—585.17

Хоровиц, Б., *Файмер, И.*, *Пержу Д.*, *Круду, М.* и *Ионеску, Н.:* **Новые типы вариантов с широким ходом.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 542—546

ДК 681.32:519.2

Манджуря, О.: **Применение электронных вычиcительных машин для статистического размерного контроля.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 547—550

ДК 621.86/.87.017

Марга Еуджения и *Марга, Г.:* **Рациональный выбор демультипликационного отношения на подъемных машинах.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 551—555

ДК 621.882.082.6 : 681.2

Спиняну, У.: **Влияние измерительного усилия на точность измерения среднего диаметра цилиндрических нарезок в строительстве тонкой механики.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 555—564

ДК 621.979.15.001.24

Табэрэ, В.: **К вопросу расчета фрикционных прессов при выполнении ходов.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 564—569

ДК 621.834 : 621.914,2

Вайда, Ал. и *Велику, С.:* **Метод расчета при определении профиля инструментов для нарезания зубьев копировальным методом.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9, стр. 569—574

ДК 621.114.3—444.001.5

Збырчя, В.: **Правильный аспект проблемы инсоляции на транспортных автомашинах-хологильниках**

Construcţia de Maşini 22 (1970), Nr. 9 стр. 574—578

CZ 621.224.001.24

Asupra unei metode de calcul hidraulic simplificat al camerelor spirale de secțiune circulară utilizate în construcția de turbine hidraulice

Ing. Dan BRETAN – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reșița
Ing. Konrad MÄRZ – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reșița

Pornind de la o idee aparținînd lui M. M. Orahelașvili [1], de corectare a calculului hidraulic clasic al camerelor spirale de secțiune circulară, în vederea punerii lui pe baze mai reale, s-a propus într-o lucrare anterioară [2] o nouă variantă de dimensionare a spiralelor de secțiune circulară, bazată în esență pe luarea în considerare a secțiunilor reale de scurgere, în ipoteza unei mișcări axial-simetrice potențiale ideale.

Deși legată de o serie de avantaje în raport cu metodele de calcul existente, varianta propusă în forma ei generală este totuși deficitară sub aspect practic, calculele pe care le implică fiind laborioase atît ca urmare a complexității propriu-zise a relațiilor introduse, cît și ca urmare a imposibilității determinării directe a elementelor geometrice, aferente secțiunilor, la unghiuri de înfășurare alese convenabil dinainte; trebuie să se adauge la aceste dezavantaje și precizia ridicată pe care o necesită în general calculele, în vederea evitării apariției de erori ce pot conduce la rezultate finale inutilizabile.

Date fiind inconvenientele de mai sus, în cele ce urmează se propune o simplificare a metodei generale, avînd ca scop ușurarea calculelor practice, fără ca aproximațiile introduse să limiteze în mod efectiv domeniul de valabilitate a noii variante comparativ cu metoda inițială.

1. *Ipoteze de calcul*

Metoda propusă se bazează în esență pe dimensionarea riguroasă a unui număr redus de secțiuni aparținînd spiralei, denumite caracteristice, restul de secțiuni – denumite în continuare intermediare – dimensionîndu-se simplificat prin interpolarea liniară a anumitor elemente geometrice aferente lor, în limitele elementelor analoge aparținînd secțiunilor caracteristice.

Poziția celor șapte secțiuni caracteristice, luate în considerare în cadrul variantei simplificate, a fost redată în figura 1, în principiu acceptîndu-se că este vorba de o spirală avînd o geometrie similară celei prezentate în [2], respectiv admițîndu-se o spirală ale cărei secțiuni radiale pot fi grupate în patru configurații tip – circulare (*c*), ovale (*o*), segment (*a*) și respectiv liniare (*p*).

Primele două secțiuni caracteristice admise, reprezentate în figura 2, sînt de tip *c* și corespund primei secțiuni a spiralei cu elementele caracteristice [φ_{c1}, ρ_{c1}, a_{c1}, R'_{c1}, R''_{c1}] și respectiv ultimei secțiuni circulare, caracterizată de grupul de elemente geometrice [$\varphi_{c\,min}$, $\rho_{c\,min}$, $a_{c\,min}$, $R'_{c\,min}R_e$].

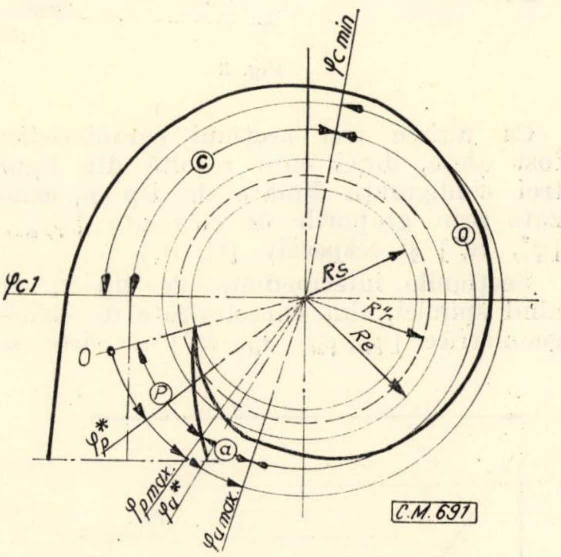


Fig. 1

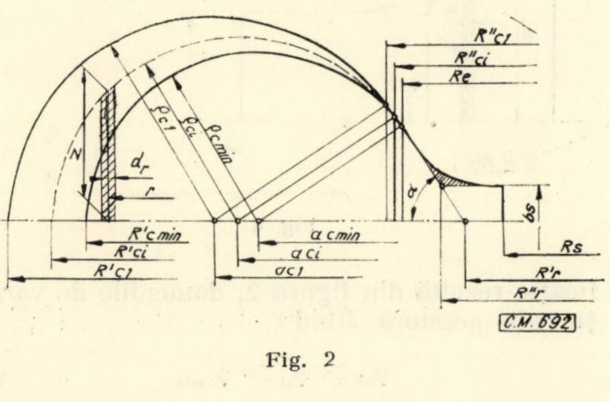


Fig. 2

Drept secțiuni caracteristice au fost admise configurațiile de tip *a* redate în figura 3, în principal fiind vorba de prima secţiune segment avînd $[\varphi_{a\,max}, \rho_{a\,min}, a_{a\,max}, R'_{amax}]$ şi de secţiunea segment definită prin $[\varphi^*_a, \rho^*_a = a^*_a, R'^*_a]$.

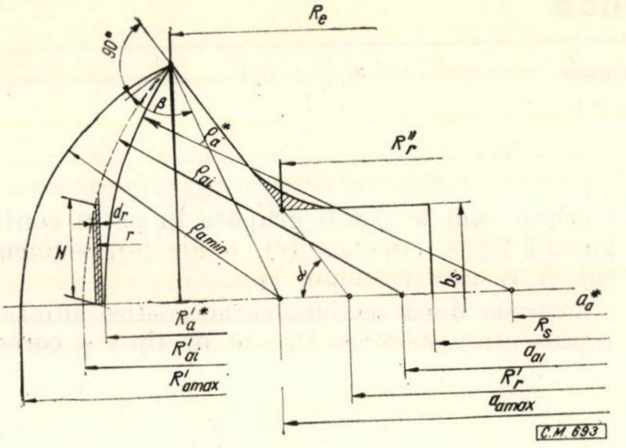


Fig. 3

Ca ultime trei secţiuni caracteristice au fost alese, după cum rezultă din figura 4, trei configuraţii liniare de tip *p*, caracterizate prin grupurile de elemente $[\varphi_{p\,max}\ R_e]$, $[\varphi^*_p, R''_r]$ şi respectiv $[O, R_s]$.

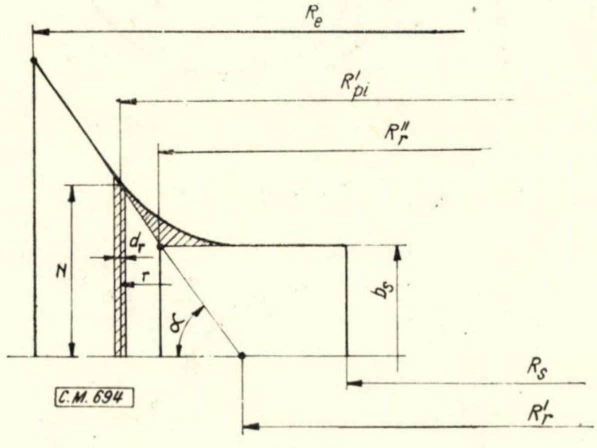


Fig. 4

Secţiunile intermediare de tip *c*, aparţinînd spiralei, sînt caracterizate de elementele geometrice $[\varphi_{ci}, \rho_{ci}, a_{ci}, R''_{ci}]$ a căror semnificaţie rezultă din figura 2, domeniile de variaţie ale acestora fiind :

$$\varphi_{c1} \geqslant \varphi_{ci} \geqslant \varphi_{c\,min}, \tag{1}$$

$$\rho_{c1} \geqslant \rho_{ic} \geqslant \rho_{c\,min}, \tag{2}$$

$$a_{c1} \geqslant a_{ci} \geqslant a_{c\,min}, \tag{3}$$

$$R'_{c1} \geqslant R'_{ci} \geqslant R_{e\,min} \tag{4}$$

şi respectiv :

$$R''_{c1} \geqslant R''_{ci} \geqslant R_e\,; \tag{5}$$

secţiunile intermediare de tip *o*, reprezentate în figura 5, sînt definite de elementele $[\varphi_{oi}, \rho_{oi}, \rho''_{oi}, a'_{oi}, a''_{oi}, R'_{oi}, R''_{oi}]$, variabile în limitele :

$$\varphi_{c\,min} > \varphi_{oi} > \varphi_{a\,max}, \tag{6}$$

$$\rho_{c\,min} > \rho'_{oi} > \rho_{a\,min}, \tag{7}$$

$$\rho_{c\,min} > \rho''_{oi} > O, \tag{8}$$

$$a_{c\,min} > a'_{oi} > a_{a\,max}, \tag{9}$$

$$a_{c\,min} > a''_{oi} > R_e, \tag{10}$$

$$R'_{c\,min} > R'_{oi} > R'_{a\,max}, \tag{11}$$

şi respectiv :

$$R''_{omax} > R''_{oi} > R_e. \tag{12}$$

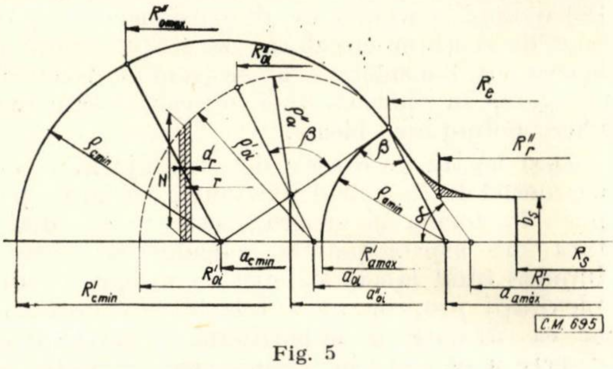


Fig. 5

Secţiunile intermediare de tip *a*, redate în figura 3, au ca elemente caracteristice pe $[\varphi_{ai}, \rho_{ai}, a_{ai}, R'_{ai}]$, variabile în domeniile :

$$\varphi_{a\,max} \geqslant \varphi_{ai} \geqslant \varphi^*_a, \tag{13}$$

$$\rho_{a\,min} \leqslant \rho_{ai} \leqslant \rho^*_a, \tag{14}$$

$$a_{a\,max} \geqslant a_{ai} \geqslant a^*_a, \tag{15}$$

$$R'_{a\,max} \geqslant R'_{ai} \geqslant R'^*_a \tag{16}$$

şi respectiv :

$$\varphi^*_a \geqslant \varphi_{ai} > \varphi'_{p\,max}, \tag{17}$$

$$\rho^*_a \leqslant \rho_{ai} < +\infty, \tag{18}$$

$$a^*_a \geqslant a_{ai} > -\infty, \tag{19}$$

$$R'^*_a \geqslant R'_{ai} > R_e\,; \tag{20}$$

secţiunile intermediare de tip *p* au fost reprezentate în figura 4 şi sînt definite prin grupul de elemente $[\varphi_{pi}, R'_{pi}]$, variabil în limitele :

$$\varphi_{p\,max} \geqslant \varphi_{pi} \geqslant \varphi^*_p, \tag{21}$$

$$R_e \geqslant R_{pi} \geqslant R''_r\,; \tag{22}$$

şi respectiv :

$$\varphi^*_p \geqslant \varphi_{pi} \geqslant O, \tag{23}$$

$$R''_r \geqslant R'_{pi} \geqslant R_s. \tag{24}$$

La dimensionarea celor şapte secţiuni caracteristice s-au admis ca valabile relaţiile generale stabilite în lucrarea [2], în plus făcîndu-se doar particularizări ale acestora în raport cu secţiunile analizate; pentru secţiunile intermediare s-au introdus relaţii de calcul noi, în principiu pornindu-se de la ipoteza admiterii unor variaţii liniare pentru mărimile ρ_{ci}, ρ''_{oi}, R'_{ai} şi respectiv R'_{pi}, cu unghiurile de înfăşurare corespondente φ_{ci}, φ_{oi}, φ_{ai} şi respectiv φ_{pi}, în domeniile date de dublele inegalităţi (1), (2), (6), (8), (13), (16), (17), (20), (21), (22) (23) şi (24), valabilitatea ipotezei admise în calculul acestor secţiuni fiind confirmată cu ocazia proiectării unui număr relativ mare de camere spirale, în cadrul Institutului de proiectare de echipamente energetice (IPEE) — Reşiţa, după metoda generală [2].

2. *Relaţii de calcul*

Calculul secţiunilor caracteristice. Elementele geometrice aferente primei secţiuni caracteristice — secţiunea de intrare în spirală — se pot determina cu relaţiile cunoscute [2]:

$$\rho_{c1} = \sqrt{\frac{\dfrac{Q\cdot\varphi_{c1}}{360\cdot v_1} - b_s\,(R'_r - R_s) - \dfrac{b_s^2}{4\,\mathrm{tg}\,\alpha}}{\dfrac{\pi}{2}\left(1+\dfrac{\alpha}{90}\right) + \mathrm{ctg}\,\alpha}}, \tag{25}$$

$$a_{c1} = R'_r + \frac{\rho_{c1}}{\sin\alpha}, \tag{26}$$

$$R'_{c1} = R'_r + \rho_{c1}\left(1 + \frac{1}{\sin\alpha}\right) \tag{27}$$

şi respectiv:

$$R''_{c1} = R'_r + \rho_{c1}\,\frac{\cos\alpha}{\mathrm{tg}\,\alpha}, \tag{28}$$

în care Q şi respectiv v_1 sînt debitul de calcul al spiralei, în m³/s şi respectiv viteza medie admisă în prima secţiune a acesteia, în m/s.

Cea de a doua secţiune caracteristică a spiralei, corespunzătoare ultimei secţiuni de tip *c*, se poate dimensiona pornind de la valoarea razei [2]:

$$\rho_{c\,min} = (R_e - R'_r)\,\frac{\mathrm{tg}\,\alpha}{\cos\alpha}, \tag{29}$$

prin determinarea suplimentară a mărimilor:

$$a_{c\,min} = R'_r + \frac{R_e - R'_c}{\cos\alpha} \tag{30}$$

şi respectiv:

$$R'_{c\,min} = R'_r + (R_e - R'_r)\,\frac{1+\sin\alpha}{\cos^2\alpha}, \tag{31}$$

dedusă din expresiile generale a_{ci} şi R'_{ci} [2] cu luarea în considerare a relaţiei (29); unghiul de poziţie al secţiunii poate fi calculat utilizînd formula:

$$\varphi_{c\,min} = \frac{I_{c\,min}}{I_{c1}}\cdot\varphi_{c1}, \tag{32}$$

în care:

$$\begin{aligned} I_{c\,min} = {} & \frac{\pi}{2}\left(1+\frac{\alpha}{90}\right)\left(R'_r + \frac{R_e - R'_r}{\cos^2\alpha}\right) - \\ & - \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{R_e^2 - R'^2_r\sin^2\alpha}\left(\arcsin\frac{R'_r\sin\alpha}{R_e} + \frac{\pi}{2}\right) - \\ & - R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha\ln\frac{R_e\,\mathrm{tg}\,\alpha}{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}} - \frac{b_s}{2}\left(1 - \ln\frac{R'_r\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}}{R_s\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right) \end{aligned} \tag{33}$$

şi respectiv:

$$\begin{aligned} I_{c1} = {} & \frac{\pi}{2}\left(1+\frac{\alpha}{90}\right)\left(R'_r + \frac{\rho_{c1}}{\sin\alpha}\right) - \\ & - \sqrt{R'^2_r + \frac{\rho_{c1}}{\sin\alpha}\left(2\,R'_r + \rho_{c1}\frac{\cos^2\alpha}{\sin\alpha}\right)}\cdot \\ & \cdot\left(\arcsin\frac{R'_r\sin\alpha}{R'_r + \rho_{c1}\dfrac{\cos^2\alpha}{\sin\alpha}} + \frac{\pi}{2}\right) - \\ & - R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha\ln\frac{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \rho_{c1}\cos\alpha}{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}} - \\ & - \frac{b_s}{2}\left(1 - \ln\frac{R'_r\,\mathrm{tg}\,\alpha + \dfrac{b_s}{2}}{R_s\,\mathrm{tg}\,\alpha}\right). \end{aligned} \tag{34}$$

Unghiul de poziţie al ultimei secţiuni de tip *c*, precum şi unghiurile de poziţie aferente restului de secţiuni caracteristice, prezentate în continuare, au fost determinate uzînd de o relaţie generală de forma:

$$\varphi = \frac{I}{I_{c1}}\,\varphi_{c1}, \tag{35}$$

în care I este simbolizarea generală a integralelor de tipul:

$$I = \int_{R_s}^{R'} \frac{z}{r}\,\mathrm{d}r, \tag{36}$$

dezvoltate în [2], semnificaţia mărimilor z şi r fiind redate în figurile 2, 3, 4 şi respectiv 5; relaţia (35) s-a stabilit ţinînd seamă de proporţionalitatea directă ce există între valorile integralelor I şi unghiurile de înfăşurare aferente φ, în ipoteza mişcării axial-simetrice potenţiale ideale admise.

Expresiile (33) şi (34) reprezintă forme particularizate ale integralei (36) în condiţiile ltimei şi respectiv primei secţiuni de tip c, la stabilirea relaţiei (33) fiind luate în considerare şi corelaţiile geometrice (29) şi respectiv (30).

Elementele geometrice aferente primei secţiuni caracteristice de tip a, corespunzătoare punctului terminus al secţiunilor de tip o, pot fi calculate uzînd de relaţiile:

$$\rho_{a\,min} = (R_e - R'_r)\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos(\beta-\alpha)}, \tag{37}$$

$$a_{a\,max} = R_e - (R_e - R'_r)\operatorname{tg}\alpha\cdot\operatorname{tg}(\beta-\alpha) \tag{38}$$

şi respectiv:

$$R'_{a\,max} = R_e + (R_e - R'_r)\frac{1-\sin(\beta-\alpha)}{\cos(\beta-\alpha)}\cdot\operatorname{tg}\alpha, \tag{39}$$

stabilite prin particularizarea expresiilor lui ρ_{oi}, a'_{oi} şi respectiv R'_{oi}, prezentate în [2], pentru cazul:

$$\rho''_{oi} = 0; \tag{40}$$

unghiul de înfăşurare aferent secţiunii se poate evalua cu o relaţie de forma (35):

$$\varphi_{a\,max} = \frac{I_{a\,max}}{I_{c1}}\cdot\varphi_{c1}, \tag{41}$$

în care $I_{a\,max}$ este valoarea integralei de tipul (36) particularizată în condiţiile secţiunii analizate, ţinîndu-se seamă în plus de relaţiile (37) şi respectiv (38):

$$I_{a\,max} = \frac{\pi}{2}\left(1-\frac{\beta-\alpha}{90}\right)[R_e - (R_e - R'_r)\operatorname{tg}\alpha\cdot\operatorname{tg}(\beta-\alpha)] - \sqrt{R_e^2-(R_e-R'_r)\operatorname{tg}\alpha\,[2R_e\operatorname{tg}(\beta-\alpha)+(R_e-R'_r)\operatorname{tg}_4\alpha]}\cdot\left[\frac{\pi}{2}-\arcsin\frac{R_e\operatorname{tg}(\beta-\alpha)+(R_e-R'_r)\operatorname{tg}\alpha}{R_e}\cos(\beta-\alpha)\right] - R'_r\operatorname{tg}\alpha\ln\frac{R_e\operatorname{tg}\alpha}{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}} - \frac{b_s}{2}\left(1-\ln\frac{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}}{R_s\operatorname{tg}\alpha}\right). \tag{42}$$

Cea de a doua secţiune caracteristică de tip a poate fi dimensionată utilizînd formula [2]:

$$\rho_a^* = a_a^* = \frac{R_e^2 + (R_e - R'_r)^2\operatorname{tg}^2\alpha}{2R_e} \tag{43}$$

şi respectiv relaţia:

$$R_a'^* = \frac{R_e^2 + (R_e - R'_r)^2\operatorname{tg}^2\alpha}{R_e}, \tag{44}$$

stabilită din expresia generală prezentată pentru R'_{ai} în [2], cu luarea în considerare a relaţiei (43); unghiul de poziţie al secţiunii se poate calcula cu formula:

$$\varphi_a^* = \frac{I_a^*}{I_{c1}}\cdot\varphi_{c1}, \tag{45}$$

similară lui (35), în care integrala I_a^* s-a evaluat particularizînd pe (36) în condiţiile secţiunii analizate, cu luarea în considerare a relaţiei (43), în final rezultînd:

$$I_a^* = \frac{R_e^2 + (R_e - R'_r)^2\operatorname{tg}^2\alpha}{2R_e}\left[\frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{R_e^2 - (R_e - R'_r)^2\operatorname{tg}^2\alpha}{R_e^2 + (R_e - R'_r)^2\operatorname{tg}^2\alpha}\right] - R'_r\operatorname{tg}\alpha\ln\frac{R_e\operatorname{tg}\alpha}{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}} - \frac{b_s}{2}\left(1-\ln\frac{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}}{R_s\operatorname{tg}\alpha}\right). \tag{46}$$

Penultimele două secţiuni caracteristice aparţinînd spiralei — secţiuni de tip p — pot fi definite rapid, ţinînd seamă că pentru prima dintre ele, plasată la raza R_e, unghiul de poziţie rezultă din relaţia:

$$\varphi_{p\,max} = \frac{I_{p\,max}}{I_{c1}}\cdot\varphi_{c1}, \tag{47}$$

de forma (35), în care $I_{p\,max}$ are valoarea:

$$I_{p\,max} = (R_e - R'_r)\operatorname{tg}\alpha - R'_r\operatorname{tg}\alpha\ln\frac{R_e\operatorname{tg}\alpha}{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}} - \frac{b_s}{2}\left(1-\ln\frac{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}}{R_s\operatorname{tg}\alpha}\right), \tag{48}$$

stabilită prin particularizarea integralei (36) în condiţiile secţiunii analizate; pentru cea de a doua secţiune, plasată la raza:

$$R''_r = R'_r + \frac{b_s}{2\operatorname{tg}\alpha}, \tag{49}$$

unghiul de poziţie se poate evalua cu relaţii similare:

$$\varphi_p^* = \frac{I_p^*}{I_{c1}}\cdot\varphi_{c1} \tag{50}$$

şi respectiv:

$$I_p^* = \frac{b_s}{2}\ln\frac{R'_r\operatorname{tg}\alpha+\frac{b_s}{2}}{R_s\operatorname{tg}\alpha}. \tag{51}$$

Ultima secţiune caracteristică de tip p, aparţinînd spiralei, nu mai necesită nici un fel de calcule, elementele ei — raza R_e şi unghiul de înfăşurare egal cu o — făcînd parte din însăşi datele de calcul al camerei.

Calculul secţiunilor intermediare. Secţiunile intermediare de tip *c* pot fi dimensionate, în baza ipotezelor expuse la punctul *1*, uzînd de relaţiile generale :

$$\rho_{ci} = \frac{\rho_{c1} - \rho_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}} \cdot \varphi_{ci} + \frac{\rho_{c\,min} \cdot \varphi_{c1} - \rho_{c1}\varphi_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}}, \quad (52)$$

$$a_{ci} = \frac{a_{c1} - a_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}} \cdot \varphi_{ci} + \frac{a_{c\,min} \cdot \varphi_{c1} - a_{c1} \cdot \varphi_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}}, \quad (53)$$

$$R'_{ci} = \frac{R'_{c1} - R'_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}} \cdot \varphi_{ci} + \frac{R'_{c\,min} \cdot \varphi_{c1} - R'_{c1} \cdot \varphi_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}} \quad (54)$$

şi respectiv :

$$R''_{ci} = \frac{R''_{c1} - R_e}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}} \cdot \varphi_{ci} + \frac{R_e \cdot \varphi_{c1} - R''_{c1} \cdot \varphi_{c\,min}}{\varphi_{c1} - \varphi_{c\,min}}, \quad (55)$$

valabile în domeniile date de dublele inegalităţi (1), (2), (3), (4) şi (5), structura liniară a relaţiilor (53), (54) şi respectiv (55) în raport cu unghiul de înfăşurare φ_{ci} rezultînd din corelaţiile liniare ale mărimilor a_{ci}, R'_{ci} şi R'_{ci} cu razele ρ_{ci} [2].

Elementele geometrice aferente secţiunilor intermediare de tip *o* se pot determina pornind de la corelaţia liniară admisă la punctul 1 :

$$\rho''_{oi} = \frac{\rho_{c\,min}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \cdot \varphi_{oi} - \frac{\rho_{c\,min} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}}, \quad (56)$$

cu luarea în considerare a caracterului liniar al variaţiei mărimilor ρ'_{oi}, a'_{oi}, a''_{oi}, R'_{oi} şi R''_{oi} cu razele ρ''_{oi} [2], în final rezultînd :

$$\rho'_{oi} = \frac{\rho_{c\,min} - \rho_{a\,min}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \cdot \varphi_{oi} + \frac{\rho_{a\,min} \cdot \varphi_{c\,min} - \rho_{c\,min} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}}, \quad (57)$$

$$a'_{oi} = \frac{a_{c\,min} - a_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \cdot \varphi_{oi} + \frac{a_{a\,max} \cdot \varphi_{c\,min} - a_{c\,min} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}}, \quad (58)$$

$$a''_{oi} = \frac{a_{c\,min} - R_e}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \varphi_{oi} + \frac{R_e\, \varphi_{c\,min} - a_{c\,min} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}}, \quad (59)$$

$$R'_{oi} = \frac{R'_{c\,min} - R'_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \cdot \varphi_{oi} + \frac{R''_{a\,max} \cdot \varphi_{c\,min} - R'_{c\,min} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \quad (60)$$

şi respectiv :

$$R''_{oi} = \frac{R''_{o\,max} - R_e}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}} \cdot \varphi_{oi} + \frac{R_e \cdot \varphi_{c\,min} - R'_{0\,max} \cdot \varphi_{a\,max}}{\varphi_{c\,min} - \varphi_{a\,max}}, \quad (61)$$

valabile în domeniile indicate de dublele inegalităţi (6), (7), (8), (9), (10), (11) şi (12) ; mărimea $R''_{o\,max}$ introdusă în relaţia (61) se poate determina cu formula :

$$R''_{o\,max} = R_e + (R_e - R'_r)\,[\sin\alpha + \sin(\beta - \alpha)]\,\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\alpha}, \quad (62)$$

dedusă din expresia generală a lui R''_{oi} [2] pentru cazul limită corespunzător lui :

$$\rho''_{oi} = \rho_{c\,min}. \quad (63)$$

În condiţiile aproximaţiilor introduse la punctul *1*, secţiunile intermediare de tip *a* pot fi definite prin admiterea unei variaţii liniare de tipul :

$$R'_{ai} = \frac{R'_{a\,max} - R'^{*}_{a}}{\varphi_{a\,max} - \varphi^{*}_{a}} \cdot \varphi_{ai} + \frac{R'^{*}_{a} \cdot \varphi_{a\,max} - R'_{a\,max} \cdot \varphi^{*}_{a}}{\varphi_{a\,max} - \varphi^{*}_{a}}, \quad (64)$$

în domeniile indicate de dublele inegalităţi (13) şi (16) şi printr-o corelaţie liniară de forma :

$$R'_{ai} = \frac{R'^{*}_{a} - R_e}{\varphi^{*}_{a} - \varphi_{p\,max}} \cdot \varphi_{ai} + \frac{R_e \cdot \varphi^{*}_{a} - R'^{*}_{a} \cdot \varphi_{p\,max}}{\varphi^{*}_{a} - \varphi_{p\,max}}, \quad (65)$$

în limitele date de dublele inegalităţi (17) şi (20) ; în cazul secţiunilor de tip *a*, mărimile ρ_ai şi respectiv a_{ai} nemaivariind liniar cu unghiurile de înfăşurare φ_{ai}, calculul acestora urmează să se facă în funcţie de R'_{ai} cu relaţiile :

$$\rho_{ai} = \frac{1}{2}\left[R'_{ai} - R_e + \frac{(R_e - R'_r)^2 \operatorname{tg}^2\alpha}{R'_{ai} - R_e}\right] \quad (66)$$

şi respectiv :

$$a_{ai} = \frac{1}{2}\left[R'_{ai} + R_e - \frac{(R_e - R'_r)^2 \operatorname{tg}^2\alpha}{R'_{ai} - R_e}\right], \quad (67)$$

stabilite prin consideraţii geometrice simple şi valabile atît în domeniile (14), (15), cît şi în limitele (18), (19).

Luînd în considerare ipotezele expuse la punctul *1*, pentru secţiunile intermediare de tip *p* se pot stabili relaţiile de dimensionare :

$$R'_{pi} = \frac{R_e - R''_r}{\varphi_{p\,max} - \varphi^{*}_{p}} \cdot \varphi_{pi} + \frac{R''_r \cdot \varphi_{p\,max} - R_e \cdot \varphi^{*}_{p}}{\varphi_{p\,max} - \varphi^{*}_{p}} \quad (68)$$

şi respectiv :

$$R'_{pi} = \frac{R''_r - R_s}{\varphi^{*}_{p}} \cdot \varphi_{pi} + R_s, \quad (69)$$

valabile în domeniile date de dublele inegalităţi (21), (22) şi respectiv (23), (24).

6

Secțiuni tip	(C)										(O)		
Secțiunea nr.	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII
Unghiul de înfășurare φ_i / Elemente geometrice	$\varphi_{ci}=$ 345°	330°	315°	300°	285°	270°	255°	240°	225°	$\varphi'_{c\,min}=$ 213°20′	210°	195°	180°
$\frac{\rho_{ci}}{D_1}, \frac{\rho'_{oi}}{D_1} \Big/ \frac{\rho''_{oi}}{D_1}, \frac{\rho_{ai}}{D_1},$	0,5283	0,5129	0,4976	0,4822	0,4668	0,4515	0,4361	0,4208	0,4054	0,3935	0,3904 0,3854	0,3796 0,3493	0,3688 0,3132
$\frac{a_{ci}}{D_1}, \frac{a'_{oi}}{D_1} \Big/ \frac{a''_{oi}}{D_1}, \frac{a_{ai}}{D_1}$	1,3889	1,3701	1,3513	1,3326	1,3138	1,2951	1,2763	1,2576	1,2388	1,2242	1,2144 1,2177	1,1704 1,1881	1,1264 1,1586
$\frac{R'_{ci}}{D_1}, \frac{R'_{oi}}{D_1} \quad \frac{R'_{ai}}{D_1}, \frac{R'_{pi}}{D_1},$	1,9168	1,8635	1,8486	1,8145	1,7804	1,7463	1,7122	1,6781	1,6440	1,6175	1,6054	1,5506	1,4956
$\frac{R''_{ci}}{D_1} \; \frac{R'_{oi}}{D_1}$	0,9561	0,9500	0,9438	0,9376	0,9315	0,9253	0,9191	0,9130	0,9068	0,9020	1,4387	1,3885	1,3382

3. *Indicații privind calculul practic*

Dimensionarea spiralelor în cazul general. Pentru efectuarea calculelor practice se presupun cunoscute atît elementele primare ale spiralei propriu-zise Q, v_1, φ_{c1} și β, cît și elementele geometrice aferente statorului ei R_s, R'_r, R_e, b_s și α; în vederea evitării de complicații inutile, întreg calculul se efectuează cu o valoare rotunjită a razei ρ_{c1}, ce caracterizează prima secțiune a camerei.

Calculul vitezei medii reale în prima secțiune a spiralei, după rotunjirea razei ρ_{c1}, este în general inutil dacă rotunjirea aplicată este neglijabilă; în cazul introducerii unor rotunjiri substanțiale, calculul este însă indispensabil și poate fi făcut, conform celor expuse în [2], cu relația:

$$v_1 = \frac{Q \cdot \varphi_{c1}}{360\, A_1}, \tag{70}$$

aria primei secțiuni a spiralei putîndu-se evalua cu formula:

$$A_1 = \left[\frac{\pi}{2}\left(1 + \frac{\alpha}{90}\right) + \operatorname{ctg}\alpha\right]\rho_{c1}^2 + b_s(R'_r - R_s) + \\ + \frac{b_s^2}{4\operatorname{tg}\alpha}. \tag{71}$$

La terminarea definitivării razei ρ_{c1}, calculul se continuă cu determinarea elementelor geometrice aferente celor șapte secțiuni caracteristice și respectiv cu stabilirea relațiilor de calcul numeric pentru secțiunile intermediare; diferitele secțiuni intermediare se dimensionează pe baza relațiilor stabilite prin alegerea de unghiuri de înfășurare convenabile în limitele unghiurilor de poziție aferente secțiunilor caracteristice.

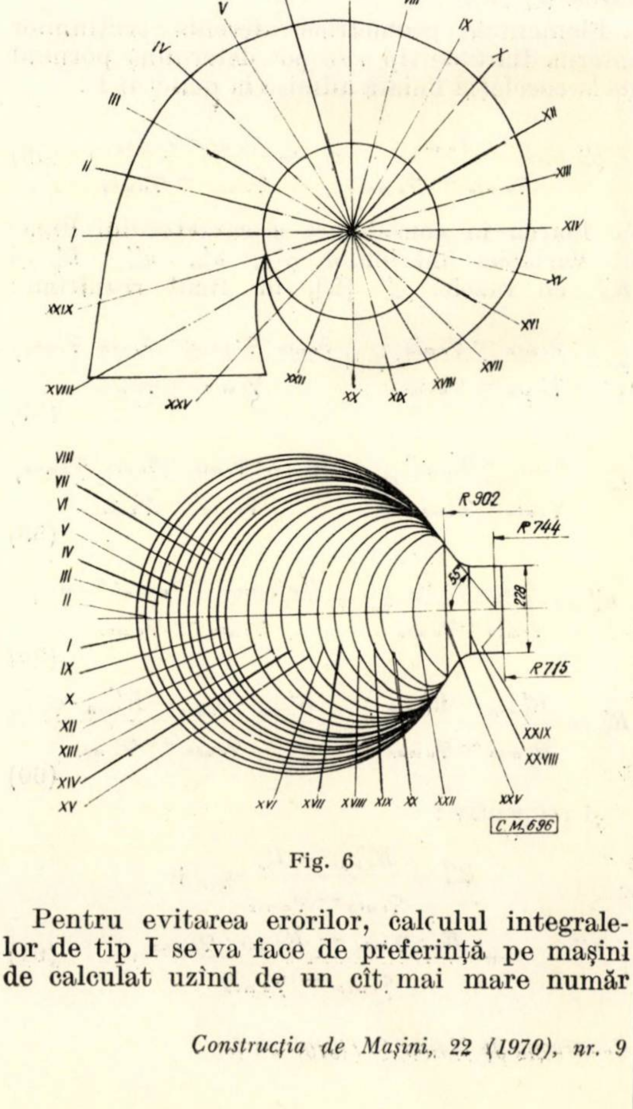


Fig. 6

Pentru evitarea erorilor, calculul integralelor de tip I se va face de preferință pe mașini de calculat uzînd de un cît mai mare număr

Tabela 1

(O)								(a)			(p)				
XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	XXIII	XXIV	XXV	XXVI	XXVII	XXVIII	XXIX
165°	150°	135°	120°	105°	90°	75°	60°	$\varphi_{amax}=$ 49°44′	45°	$\varphi^*_a=$ 39°55′	$\varphi_{pmax}=$ 30°42′	30°	$\varphi^*_p=$ 15°46′	15°	0°
0,3580 0,2772	0,3472 0,2410	0,3364 0,2050	0,3256 0,1689	0,3147 0,1329	0,3040 0,0968	0,2931 0,0607	0,2823 0,0247	0,2749	0,3333	0,4792	—	—	—	—	—
1,0823 1,1290	1,0383 1,0995	0,9943 1,0699	0,9502 1,0404	0,9062 1,0108	0,8622 0,9813	0,8181 0,9517	0,7741 0,9222	0,7440	0,6567	0,4950	—	—	—	—	—
1,4409	1,3860	1,3312	1,2763	1,2215	1,1666	1,1118	1,0570	1,0195	0,9900	0,9584	0,9020	0,9020	0,8238	0,8185	0,7150
1,2880	1,2378	1,1875	1,1373	1,0871	1,0368	0,9866	0,9363	—	—	—	—	—	—	—	—

Date de calcul: $Q_{11} = 0{,}670$ m³/s ; $\varepsilon = 0{,}7$; $\varphi_{c_i} = 345°$; $\beta = 90°$; $\alpha = 55°$; $R_s/D_1 = 0{,}7150$; $R'_r/D_1 = 0{,}7440$; $R_e/D_1 = 0{,}9020$; $b_s/D_1 = 0{,}2280$

de cifre semnificative, rezultatele finale ale calculului urmînd să se verifice prin construcţia grafică a spiralei propriu-zise.

Dimensionarea spiralelor în cazul unui model hidraulic dat. Calculul practic al spiralelor aparţinînd unui model hidraulic dat se poate reduce, uzînd de metoda propusă, la o simplă dimensionare prin similitudine, la baza calculului stînd o spirală de referinţă trasată conform celor expuse mai sus.

Raza secţiunii de intrare aferentă spiralei de referinţă se poate determina uzînd de o relaţie similară cu (25) :

$$\frac{\rho_{c1}}{D_1}=\sqrt{\frac{\frac{\varphi_{c1}}{360}\cdot\frac{Q_{11}}{\varepsilon}-\frac{b_s}{D_1}\cdot\frac{R'_r-R_s}{D_1}-\left(\frac{b_s}{D_1}\right)^2\frac{1}{4\,\mathrm{tg}\,\alpha}}{\frac{\pi}{2}\left(1+\frac{\alpha}{90}\right)+\mathrm{ctg}\,\alpha}},\tag{72}$$

cu luarea în considerare a debitului dublu unitar :

$$Q_{11}=\frac{Q}{D_1^2\sqrt{H}},\ \mathrm{m^3/s},\tag{73}$$

şi a coeficientului vitezei medii de intrare în spirală :

$$\varepsilon=\frac{v_1}{H},\tag{74}$$

H reprezentînd căderea de calcul al spiralei, în m, iar D_1 diametrul de intrare aferent rotorului turbinei, în m.

Coeficientul razei secţiunii de intrare o dată determinat, restul elementelor geometrice liniare aferente spiralei se pot exprima într-o formă similară uzînd de relaţiile generale prezentate, dimensionarea oricărei alte spirale pentru modelul hidraulic dat reducîndu-se astfel în continuare la o simplă multiplicare a coeficienţilor stabiliţi cu valoarea diametrului rotorului D_1 pentru care se calculează camera.

Maniera de dimensionare a spiralelor aparţinînd unui model dat, expusă mai sus, este în linii mari similară metodei de dimensionare, prin similitudine a spiralelor prezentată în [3], în ambele cazuri admiţîndu-se ipoteza invariabilităţii practice a mărimilor Q_{11}, şi respectiv ε, ce intervin în relaţia (72), atît cu debitul Q, cît şi cu căderea H, ipoteza admisă fiind aproape general valabilă la modelele hidraulice ce se pretează la camere spirale de secţiune circulară.

Tabela 1 redă elementele geometrice pentru spirala de referinţă aparţinînd modelului sovietic de tip PO 638 [3], [4], determinate pe baza metodicii prezentate mai sus ; vederea în plan şi secţiunile radiale ale spiralei modelului PO 638, în ipoteza unui diametru D_1=1m, au fost reprezentate în figura 6.

4. *Concluzii*

Metoda propusă, variantă simplificată a unei metode mai generale [2], beneficiază în principal de avantajul unei substanţiale simplificări a calculelor practice ce intervin la dimensionarea spiralelor, aproximaţiile introduse nelimitînd în mod efectiv domeniul de valabilitate a noii variante în raport cu calculul bazat în exclusivitate pe relaţiile generale.

Metoda prezintă avantaje deosebite, sub aspectul simplificării şi respectiv al reducerii volumului de calcule necesare, în special în cazul aplicării ei la dimensionarea camerelor spirale aferente unor modele hidraulice date, după trasarea unei spirale de referință unice, dimensionarea oricărei alte spirale pentru modelul dat reducîndu-se la simple operații de multiplicare a unor coeficienți adimensionali cu diametrul D_1 al rotorului turbinei pentru care se calculează camera.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Orahelașvili, M. M.* Utocinenie ghidravliceskovo rasciota metalliceskih spiralnîh podvodov reaktivnîh ghidroturbin. In : Energomașinostroenie, nr. 7, 1963.

[2] *Bretan, D. V.* Contribuții la calculul hidraulic al camerelor spirale de secțiune circulară utilizate în construcția turbinelor hidraulice. In : Construcția de Mașini, nr. 1, 1969.

[3] *Morozov, A.A.* Turbinnoe odorudovanie ghidroelektrostanții, Moscova, Gosenergoizdat, 1958.

[4] *Kovalev, N. N.* Ghidroturbinî, Moscova, Mașghiz, 1961

CZ 621.834 :621.941.24

Metoda de prelucrare a danturii bacurilor de universal

Ing. Gh. BUCȘĂ — Oficiul de stat pentru invenții și mărci—București

Majoritatea strungurilor, precum și alte mașini-unelte, sînt echipate cu mandrine de centrare și fixare — universale — acționate simultan de o coroană dințată, antrenarea bacurilor făcîndu-se prin intermediul unei spirale plane cu care este prevăzută coroana dințată care angrenează cu dinții prelucrați pe bacurile mandrinei.

De precizia de execuție a universalului depinde în mare măsură, precizia dimensională a pieselor prelucrate, și în unele cazuri, chiar folosirea din plin a capacității de lucru a mașinii-unelte.

La rîndul său precizia mandrinei este influențată de precizia de execuție a elementelor sale componente și mai ales de precizia de execuție a coroanei dințate și a bacurilor, la prelucrarea cărora o atenție deosebită trebuie acordată modului de realizare a danturii acestora, deoarece precizia dimensională a danturii influențează precizia de centrare și de fixare a universalului.

Pentru a prelucra dantura bacurilor se folosesc mai multe procedee de lucru și anume :

— Se strunjește dantura pe un strung paralel, cuțitul sau cuțitele fiind montate în planșaiba strungului sau pe un dispozitiv similar, la o distanță radială egală cu raza dinților. Bacul este fixat pe căruciorul strungului în locul suportului portcuțite, și avansat în dreptul cuțitelor, prelucrîndu-se dinte cu dinte.

Acest procedeu prezintă o serie de dezavantaje printre care putem menționa, prelucrarea cu intermitență a dinților, necesitatea unui număr, mare de treceri, deci un volum mare de muncă, precizie dimensională scăzută a razei și pasului danturii datorită utilizării celor două mese ale căruciorului care sînt acționate de șuruburi a căror uzură influențează negativ precizia danturii.

O oarecare îmbunătățire a prelucrării danturii bacurilor se realizează prin metoda folosită de uzina de mașini rutiere din Berdiansk. Dantura bacurilor se realizează pe un strung universal IA 62 cu două portcuțite speciale pentru prelucrarea spiralei interioare și exterioare a dintelui care se montează pe axul principal. Golul dintelui se taie pe întreaga lățime din două treceri. Cuțitele sînt dispuse în portcuțite după diametrul generatoarei dinților. Bacurile se fixează pe cărucior, pe care, în locul portcuțitului se fixează un suport special care asigură prinderea rapidă a tuturor bacurilor. Deplasarea bacurilor, cu o distanță egală cu un pas, se realizează astfel : pe ghidajul săniei transversale se fixează un opritor. Între opritor și partea superioară a săniei se introduc 10 cale speciale, cu grosimea egală cu pasul dinților prelucrați pe bac. Scoțînd pe rînd cîte o cală se obține avansarea bacului cu o distanță egală exact cu un pas.

Pentru a realiza diferențierea bacurilor, a zecea cală va avea trei variante, după felul bacului pe care vrem să-l obținem și va fi egală cu 1/3 din pas, 2/3 din pas sau exact cu un pas. Pentru a asigura o adîncime uniformă a danturii, în timpul prelucrării se folosește o placă opritoare care limitează cursa longitudinală a căruciorului. Aceste metode utilizează o prelucrare intermitentă, cu o precizie dimensională redusă, care nu satisface necesitățile unei centrări și fixări de calitate.

Elaborarea unei noi metode pentru prelucrarea danturii bacurilor de universal se bazează pe faptul că în prezent se extinde tot mai mult prelucrarea unor piese, în special a angrenajelor, cu ajutorul unor scule de forma piesei complementare cu care angrenează piesa de prelucrat.

În acest fel se realizează roți dințate prin mortezare sau rulare, o serie de șuruburi și piulițe etc.

În acest sens prelucrarea danturii bacurilor de universal va fi avantajoasă cu o sculă de forma spiralei coroanei dințate cu care angrenează. Această coroană dinţată are pe o faţă o spirală plană, de forma spiralei lui Arhimede care, în coordonate polare, este dată de ecuaţia :

$$f(\theta, r) = 0,$$

în care f este un polinom în argumentele θ, r, ecuaţia caracteristică fiind :

$$r = a\theta,$$

în care r este raza spiralei, a este o constantă caracteristică, variaţia unghiului θ determinînd o variaţie direct proporţională a razei spiralei.

Deci scula pentru prelucrarea danturii bacurilor (fig. 1) trebuie să aibă forma unei spirale plane de forma spiralei lui Arhimede.

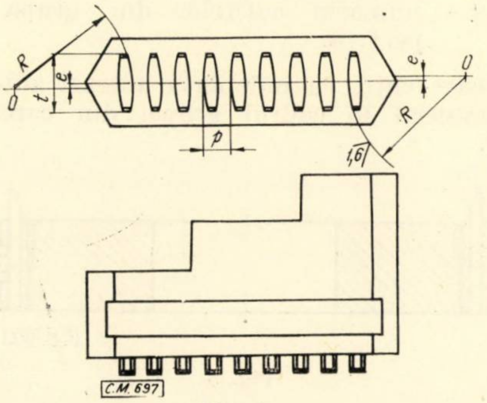


Fig. 1

În acest scop s-a realizat un cap portcuţite cu ajutorul căruia se pot prelucra dinţii bacurilor pe un strung paralel sau pe o freză verticală, cu o productivitate superioară altor procedee, rezultînd o prelucrare calitativ superioară.

Capul portcuţite se compune dintr-o serie de cuţite (fig. 5) montate la periferia unui disc, prin metode cunoscute, la distanţe unghiulare egale (fig. 2) urmînd o spirală a cărei rază variază cu o cantitate determinată. Cuţitele se împart în trei grupe : cuţite eboş, cuţite de prefinisare şi cuţite de finisare. Fiecare cuţit se poate regla radial şi axial. Ascuţirea cuţitelor se face pe suprafaţa de degajare, fiind fixate în capul portsculă, care se va monta pe un dispozitiv special de ascuţire cu posibilitate de indexare. Reglarea cuţitelor se va face pe un dispozitiv special de reglare care are posibilitatea indicării precise a razei cuţitului şi a înălţimii sale. Primele cuţite pot avea înălţimi diferite.

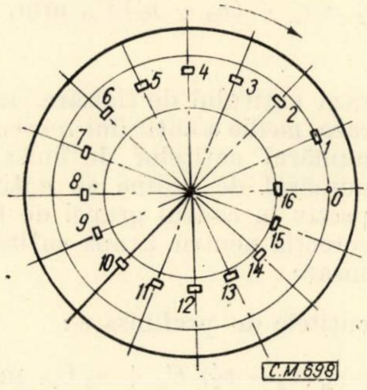


Fig. 2

Pentru a executa o anumită dantură, este necesar să imprimăm capului portsculă o viteză corespunzătoare şi piesei un anumit avans de divizare.

Regim de aşchiere. Viteza de aşchiere se alege în funcţie de materialul prelucrat, mărimea danturii şi alte elemente.

Viteza de aşchiere poate varia între 8 şi 15 m/min [2].

Avansul de divizare este dat de viteza relativă dintre capul portsculă şi piese, ştiind că la fiecare tură a capului portsculă piesa avansează cu un dinte (fig. 3). Relaţia pentru determinarea avansului de divizare se poate scrie :

$$S_d = n\ p, \text{ mm/min}, \tag{1}$$

în care :

S_d este avansul de divizare, mm/min ;
p — pasul danturii, mm ;
n — turaţia capului portsculă, rot/min.

Considerînd vîrful unui cuţit al capului portsculă ca fiind un punct material în mişcare de rotaţie, putem spune că viteza sa unghiulară este determinată de mărimea raportului dintre viteza relativă de avans a piesei de prelucrat şi viteza unghiulară a capului portsculă, raport care este interdependent de mărimea pasului danturii bacurilor de universal.

Plecînd de la relaţia (1) şi avînd în vedere că :

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

în care :

ω este viteza unghiulară a capului portsculă în rad/s ;
n — turaţia axului portsculă, rot/min,

vom avea :

$$\frac{S_d}{\omega} = \frac{30}{\pi} p, \tag{1'}$$

în care :

S_d este viteza relativă de avans (avansul de divizare), mm/min ;
ω viteza unghiulară, rad/s ;
p — pasul danturii bacurilor de universal, mm.

Avansul radial, prin care se înţelege avansul tăişului cuţitelor asupra materialului de prelucrat, este dat de însăşi construcţia capului portsculă.

Înălţimea de reglare a cuţitelor este egală cu înălţimea dinţilor bacurilor.

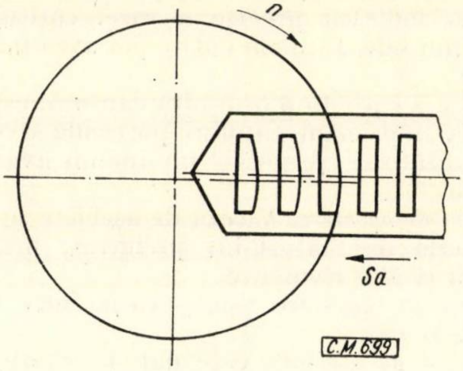


Fig. 3

Calculul distanţei radiale a cuţitelor

Muchiile aşchietoare ale cuţitelor sînt aşezate aproximativ după o spirală (fig. 2). Începutul şi sfîrşitul spiralei diferă printr-un pas.

Raza medie a cuţitelor va fi calculată în funcţie de raza dinţilor bacului „R", din care se va scădea valoarea pasului danturii bacului distribuit pe fiecare cuţit astfel:

$$r_m = R - n\frac{p}{n_0}, \text{ mm,} \tag{2}$$

în care:

r_m este raza medie a cuţitelor, mm;
R — raza dinţilor de prelucrat, mm;
p — pasul danturii piesei;
n_0 — numărul de cuţite al capului portcuţite;
n — numărul de poziţie al cuţitului.

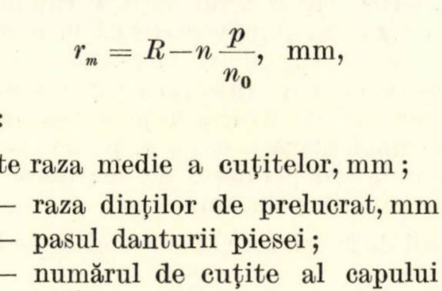


Fig. 4

Corecţia razei medii (fig. 4). Considerînd că cuţitele vor trebui să aducă suprafaţa de prelucrat „cd" de la raza infinit la raza „R", rezultă că adaosul de prelucrare necesar a fi îndepărtat, radial, este dat de distanţa „fc".

Corecţia razei medii reprezintă avansul radial necesar fiecărui cuţit pentru a îndepărta o cantitate de material, astfel încît să corespundă rolului funcţional al cuţitelor. Se înţelege că cele trei grupe de cuţite (eboş, prefinisare, finisare) vor înlătura adaosul de prelucrare conform unei repartiţii corespunzătoare astfel:

$$A_p = n_1 C_e + n_2 C_p + n_3 C_f, \text{ mm,} \tag{3}$$

în care:

A_p este adaosul de prelucrare;
C_p — corecţia adusă razei medii pentru grupa cuţitelor eboş;
C_e — corecţia adusă razei medii pentru grupa cuţitelor de prefinisare;
C_f — corecţia adusă razei medii pentru grupa cuţitelor de finisare;
$n_{1,2,3}$ — numărul cuţitelor din grupa respectivă.

Fiecare cuţit va îndepărta aceeaşi adîncime de material în cadrul grupei din care face parte.

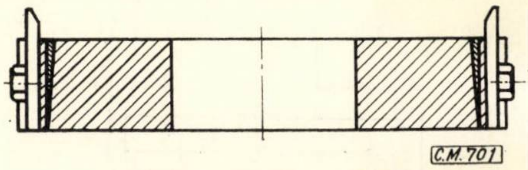


Fig. 5

Formula generală de calcul al razei cuţitului

Raza cuţitelor în formă finală îmbină de fapt corelarea a două mărimi. Prima mărime este avansul de divizare, luat în consideraţie în formula razei medii, şi a doua este mărimea avansului radial pentru înlăturarea adaosului de prelucrare, luat în consideraţie de corecţia adusă razei medii.

Pentru cuţitele de finisare rezultă:

$$r_f = r_m + (n_3 - n'_3)\, C_f, \text{ mm,} \tag{4}$$

în care:

r_f este raza cuţitului de finisare, mm;
r_m — raza medie a cuţitului respectiv, mm;
n_3 — numărul cuţitelor de finisare;
n'_3 — numărul de ordine al cuţitului respectiv în cadrul grupei de finisare;
C_f — corecţia pentru grupa cuţitelor de finisare.

Pentru cuţitele de prefinisare:

$$r_p = r_m (n_2 - n'_2)\; C_p + n_3\, C_F, \text{ mm,} \tag{5}$$

în care:

r_p este raza cuţitului de prefinisare, mm;
r_m — raza medie a cuţitului respectiv, mm;
n_2 — numărul cuţitelor de prefinisare;

n_2' — numărul de ordine al cuţitului respectiv în cadrul grupei de prefinisare ;
C_p — corecţia pentru grupa cuţitelor de prefinisare.

Pentru cuţitele eboş :

$$r_e = r_m + (n_1 - n_1') C_e + n_3 C_f \div n_2 C_p, \qquad (6)$$

în care :

r_e este raza cuţitelor eboş, mm ;
r_m — raza medie a cuţitului respectiv, mm ;
n_1 — numărul cuţitelor eboş ;
n_1' — numărul de odine al cuţitului respectiv în cadrul grupei de eboş ;
C_e — corecţia pentru grupa cuţitelor de eboş.

În general calculul razei cuţitelor din orice grupă se poate face cu ajutorul formulei :

$$r = r_m + (n_a - n_o) C_g + \Sigma n_i C_j, \text{ mm}, \qquad (7)$$

în care :

r este raza cuţitului, mm ;
r_m — raza medie a cuţitului respectiv, mm ;
n_a — numărul cuţitelor grupei din care face parte cuţitul respectiv ;
n_b — numărul de ordine al cuţitului în cadrul grupei din care face parte ;
C_g — corecţia pentru grupa cuţitului respectiv ;
$\Sigma n_i C_j$ — suma corecţiilor totale grupelor următoare grupei din care face parte cuţitul respectiv.

Exemplul de calcul pentru realizarea unui cap portcuţite pentru bacurile universalului U 200 este redat în tabela 1.

Concluzii — Avantajele noului procedeu de prelucrare

Datorită prelucrării cu ajutorul capului portcuţite se realizează un profil corect al curbei dintelui de pe bacuri, abaterea de la profilul teoretic fiind aproape neglijabilă datorită aşezării speciale a cuţitelor pe capul portcuţite. Rezultă că, în angrenare, bacurile şi coroana dinţată vor avea o bună suprafaţă de contact, ceea ce va conduce la erori minime de centrare şi fixare a pieselor de prelucrat în universal.

Datorită aşezării cuţitelor şi împărţirii pe grupe de prelucrări, calitatea suprafeţelor prelucrate este superioară, ultima grupă de cuţite avînd rolul de a corecta profilul suprafeţei şi de a îmbunătăţi calitatea prelucrării, rezultînd astfel o rugozitate superioară.

Capul portcuţite se reglează uşor pe un dispozitiv special pe care se montează un comparator cu diviziunea de 0,001 mm.

Tabela 1

înălţimea de reglare a cuţitelor $h = 4{,}5$ mm
raza danturii bacului $R = 40$ mm
pasul danturii bacului $p = 8 \pm 0{,}02$ m

Nr. cuţit	Grupa	Raza medie	Raza finală	Nr. cuţit	Grupa	Raza medie	Raza finală
0	—	40,00	—	9	prefinisare	35,50	35,92
1	eboş	39,50	41,045	10	prefinisare	35,00	35,34
2	eboş	39,00	40,410	11	prefinisare	34,50	34,76
3	eboş	38,50	39,775	12	prefinisare	34,00	34,18
4	eboş	38,00	39,140	13	prefinisare	33,50	33,60
5	eboş	37,50	38,505	14	finisare	33,00	33,066
6	eboş	37,00	37,870	15	finisare	32,50	32,533
7	eboş	36,50	37,235	16	finisare	32,00	32,00
8	eboş	36,00	36,600				

Prelucrarea danturii bacurilor cu ajutorul capului portcuţite permite un proces de lucru continuu, semifabricatele avansînd în faţa sculei, neîntrerupt, putîndu-se realiza alimentarea şi evacuarea lor în mod automat, astfel încît coeficientul de utilizare al maşinilor-unelte creşte foarte mult, productivitatea muncii crescînd simţitor şi avînd ca rezultat produse executate la un înalt nivel calitativ.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mihailov, G. G.* şi *Esman, P. M.* Recondiţionarea universalelor de strung. În Revista Maşini-unelte şi scule, nr. 8, 1960, p. 37—38.
[2] *Popovici, C.* Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

CZ 621.91.025

Metoda de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes

Asistent ing. Gheorghe CALEA — Institutul politehnic – Bucureşti

Asistent ing. Gheorghe TODEA — M.I.C.M. – Bucureşti

Pentru prelucrarea roţilor cu dinţi înclinaţi şi dinţi V se folosesc două tipuri de cuţite-roată, tipul I Sykes (fig. 1), tipul II Fellows care diferă între ele numai prin forma ascuţirii.

Cuţitele-roată Sykes pot prelucra roţi dinţate cu dinţi în V fără canal de degajare (continuu), utilizate des la transmisiile de mare putere.

Pentru executarea dinţilor în V este nevoie de o garnitură de cuţite roată cu dinţi înclinaţi, garnitură formată dintr-un cuţit roată stînga, pentru prelucrarea danturii cu înclinare spre dreapta şi dintr-un cuţit dreapta pentru prelucrarea danturii, înclinate spre stînga (fig. 1).

Tăişurile cuţitului-roată Sykes se află în plane paralele cu suprafaţa frontală a sculei şi rezultă din intersecţia suprafeţelor laterale ale dintelui roţii cu un plan perpendicular pe axa sculei şi formează o curbă plană cu profilul unei evolvente corecte.

În procesul de aşchiere, cuţitele execută o mişcare alternativă de du-te-vino, astfel că în acelaşi timp unul din cuţite execută cursa de lucru iar celălalt cursa în gol în sens opus.

Dintele cuţitului-roată fiind înclinat, are pe flancul stîng unghiul de degajare negativ, iar pe flancul drept unghiul de degajare pozitiv neputînd astfel asigura o aşchiere liniştită în condiţii bune (fig. 2, *a*).

Pentru îmbunătăţirea condiţiilor de aşchiere deci pentru a obţine unghiuri de degajare pozitive şi adecvate şi pentru obţinerea unui profil constant şi de mare precizie, se face o ascuţire specială a cuţitului-roată Sykes (fig. 2, b).

Danturarea roţii în V fără canal de degajare, avînd o muchie ascuţită la mijlocul lăţimii dintelui, este posibilă numai cu o sculă ascuţită prin această metodă. În figura 1 este reprezentată o secţiune printr-un dinte al unui cuţit-roată Sykes, la sfîrşitul cursei de aşchiere (*a*).Flancul cu teşitura pe faţa de degajare aşchiază muchia interioară a dintelului roţii, iar flancul cu canal de degajare, trece dincolo de muchia exterioară, deoarece flancul cu teşitură se află în spatele flancului cu scobitură.

Unghiurile de degajare ale profilului aşchietor se execută prin ascuţire după ce în prealabil suprafaţa frontală a sculei a fost rectificată perpendicular pe axă.

Ascuţirea corectă este reprezentată în figura 3 şi se realizează printr-o teşitură pe faţa de degajare la flancul cu unghi ascuţit formînd unghiul γ_1 şi printr-un şanţ pe faţa de degajare la flancul cu unghi obtuz formînd unghiul γ_2, profilul acestui şanţ urmărind flancul în evolventă. Unghiurile de degajare lateral se iau egale între ele şi anume $\gamma_1=\gamma_2=5\ldots7°$. Elementele ascuţirii se consideră în plane tangente la cercul de bază, întrucît unghiul de aşezare al flancului va avea valoarea cea mai mică pe cercul de bază al cuţitului.

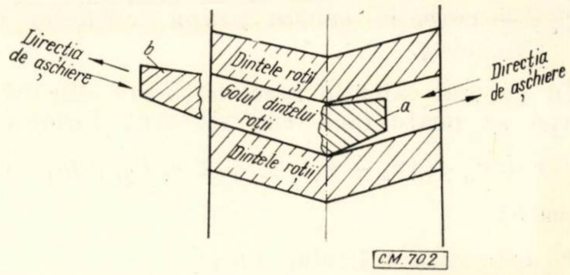


Fig. 1. Tăierea danturii în ,,V“ fără canal de degajare.

Pentru determinarea dimensiunilor teşiturii se folosesc relaţiile:

$$N \approx (0{,}25\ldots0{,}4)\cdot S$$

$$\Delta C = N\cdot\sin\gamma_1$$

unde:

S este grosimea dintelui pe cercul exterior în secţiunea frontală (care se poate măsura):

$$\gamma_1 = 5\ldots7°.$$

Operaţia cea mai importantă pentru precizia şi capacitatea de aşchiere a sculei este ascuţirea muchiilor aşchietoare, operaţie care dacă nu este bine executată poate să rebuteze scula. Precizia danturii de executat precum şi calitatea angrenării sînt în directă legătură cu această operaţie.

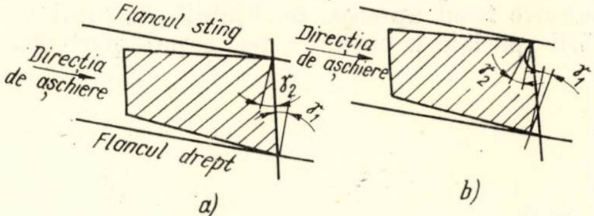


Fig. 2

Pentru a se obţine un profil evolventic al dinţilor roţii prelucrate, trebuie respectată condiţia ca proiecţia tăişului roată pe un plan perpendicular pe axă să fie evolventă. Acest lucru este posibil numai în cazul în care planul de ascuţire este perpendicular pe axa cuţitului roată (avînd în vedere că în planul frontal cuţitele-roată Sykes au profilul după evolventă).

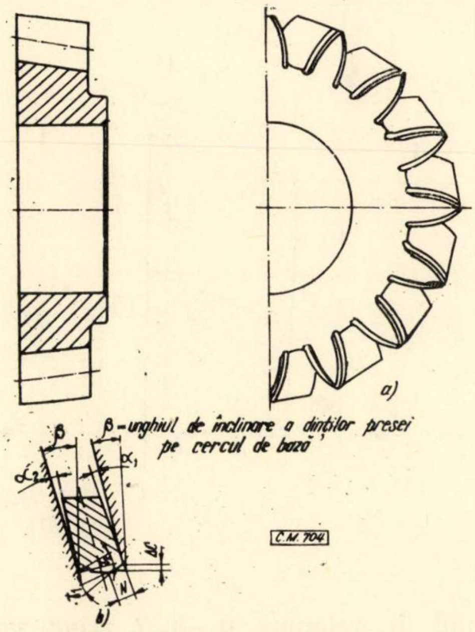


Fig. 3. Cuţit roată Sykes (stînga):

a — vedere; b) — secţiune prin dinte cu un plan tangent la cercul de bază

Ascuţirea defectuoasă în ceea ce priveşte unghiurile de degajare, forma şi poziţia feţelor de degajare, duce la erori de profil a cuţitelor roată, erori care provoacă abateri de profil la dintele de prelucrat. Deoarece cuţitele-roată Sykes sînt executate şi utilizate în perechi după reascuţire, geometria dinţilor şi diametrele celor două scule trebuie să fie identice.

În practica uzinelor care utilizează la prelucrarea danturii în V cuţite-roată Sykes, nu este rezolvată problema ascuţirii corecte a acestor scule, fapt ce duce la obţinerea unei calităţi necorespunzătoare a danturii roţilor prelucrate şi la o scădere simţitoare a durabilităţii.

Problema cea mai importantă la ascuţirea cuţitelor-roată Sykes este după cum s-a arătat mai înainte realizarea canalului de degajare urmărind flancul în evolventă a dintelui cuţitului-roată.

În uzină, pentru executarea ascuţirii acestor scule, se foloseşte un dispozitiv care asigură urmărirea flancului nu după o evolventă ci după un arc de cerc cu raza R (fig. 4, *a*) operaţia făcîndu-se prin încercări, fără un sistem de reglare al dispozitivului, precizia executării ascuţirii fiind exclusiv în funcţie de calificarea muncitorului ascuţitor.

Datorită acestui fapt, după ascuţirea cuţitelor Sykes, tăişul nu se mai găseşte în planul frontal $B-B$, ci în planul $B'-B'$ înclinat faţă de planul frontal cu unghiul γ_v deci proiecţia tăişului pe un plan perpendicular pe axa cuţitului se abate de la o evolventă corectă.

Considerăm cuţitul Sykes reprezentat în figura 4 , *b*.

Ecuaţiile evolventei care reprezintă proiecţia muchiei, generatoare pe planul xoy se poate scrie sub forma (fig. 4, *b*)

$$x = R \cos \varphi_G \;;\; y = R \sin \varphi_G \;;\; z = O \quad (1)$$

unde R şi φ_G sînt coordonatele punctului curent G al generatoarei evolventice considerate BV, din planul $z = O$.

În figură se observă că:

$$\varphi_G = \varphi_b + \theta; \;\; \varphi_b = \frac{\pi}{2} - \theta v \quad (2)$$

unde:

$$\theta = \mathrm{e}\,\tau\,\alpha = \mathrm{tg}\,\alpha - \alpha = \frac{\sqrt{R^2 - R_b^2}}{R_b} -$$

$$- \mathrm{arc\ tg}\frac{\sqrt{R^2 - R_b^2}}{R_b} \quad (3)$$

$$\theta_v = \mathrm{ev}\cdot\alpha_v = \mathrm{tg}\,\alpha\, v - \alpha_y = \frac{\sqrt{R^2 - R^2}}{R} -$$

$$- \mathrm{arc\,tg}\frac{\sqrt{R^2 - R^2}}{R} \quad (4)$$

Pe de altă parte:

$$\theta_v = \theta_d + \frac{\widehat{PD}}{R\alpha}; \widehat{PD} = \frac{S_d}{2} = \frac{P}{4} = \frac{\pi_m}{4};$$

$$R_d = \frac{m\,z}{2}; \theta_d = ev.\ \alpha_d = \mathrm{tg}\,\alpha_d - \alpha_d.$$

Se obţine:

$$\theta_v = \mathrm{ev.}\ \alpha_d + \frac{\pi}{2z}\cdot \quad (5)$$

Cu acestea expresia (2) a unghiului φ_G devine:

$$\varphi_G = \varphi_b + \theta; \;\; \varphi_b = \frac{\pi}{2} - \theta_v$$

$$\varphi_G = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{\pi}{2z} + \mathrm{ev.}\ \alpha_d - \mathrm{ev.}\ \alpha\right)\cdot \quad (6)$$

Introducînd expresia (6) a lui φ_G în (1), ecuaţiile evolventei muchiei generatoare ale dinţilor cuţitului-roată Sykes din planul $z = O$ capătă expresiile:

$$x_G = R\,\sin\left(\frac{\pi}{2z} + \mathrm{ev.}\alpha_d - \mathrm{ev.}\ \alpha\right)$$

$$y_G = R\cos\left(\frac{\pi}{2z} + \mathrm{ev.}\ \alpha_d - \mathrm{ev.}\ \alpha\right) \quad (7)$$

$$z_G = O.$$

Scriind ecuaţiile parametrice ale suprafeţei care conţine tăişul înclinat cu unghiul γ_v, datorită reascuţirii incorecte

$$\varkappa_\gamma = R\cos\varphi\,;\; y_\gamma = R\sin\varphi\,;\; Z_\gamma\,(R - R_d)\,\mathrm{tg}\,\gamma_v. \qquad (8)$$

şi intersectînd această suprafaţă cu suprafaţa evolventică a muchiei generatoare dată de ecuaţiile (7), se obţine o curbă strîmbă definită de ecuaţiile parametrice:

$$\begin{aligned} x_M &= R\sin\left(\frac{\pi}{2z} + \mathrm{ev}\alpha_d - \mathrm{ev}\,\alpha\right) \\ y_M &= R\cos\left(\frac{\pi}{2z} + \mathrm{ev}\alpha_d - \mathrm{ev}\,\alpha\right) \qquad (9) \\ z_M &= (R - R_d)\,\mathrm{tg}\,\gamma. \end{aligned}$$

Curba de intersecţie (9) este curba flancului dintelui roţii prelucrate care se obţine atunci cînd nu toate punctele tăişului dintelui cuţitului roată se găsesc într-un plan perpendicular pe axă ($z = 0$), curbă care după cum se vede nu se mai suprapune peste o evolventă corectă dată de ecuaţiile parametrice (7).

De reţinut că suprafaţa dată de ecuaţia (8) precum şi curba de intersecţie obţinută (9) sînt definite în secţiunea de referinţă 0—0 adică în momentul în care cercul de divizare R_d al cuţitului-roată în angrenare cu roata de prelucrare necorijată, constituie cercul de rulare cu aceasta (adică $R_r = R_d$) şi cînd grosimea dintelui cuţitului-roată măsurată pe acest cerc este egală cu jumătatea pasului adică

$$S_d = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2}.$$

În orice altă secţiune, de exemplu cînd toate punctele tăişului se găsesc într-un plan deplasat cu distanţa t faţă de secţiunea 0—0, cotele z din ecuaţiile (8) şi (9) capătă expresia:

$$z = (R - R_d)\,\mathrm{tg}\gamma_v \pm t \qquad (10)$$

unde t poate avea valori pozitive sau negative (după un număr oarecare de reascuţiri, planul frontal al cuţitului-roată se găseşte în spatele secţiunii de referinţă 0—0, t avînd valoarea negativă).

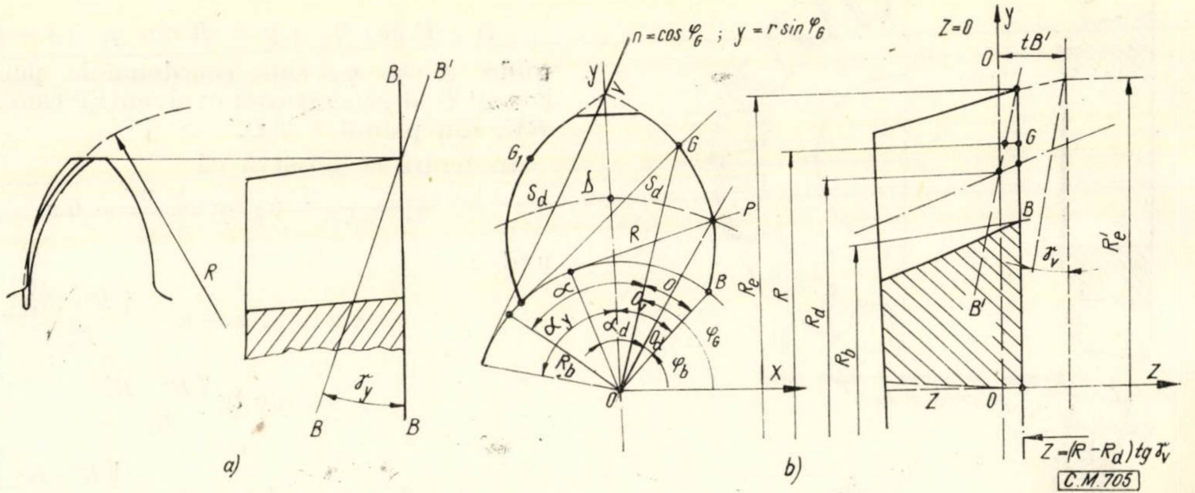


Fig. 4

Tăişul cuţitului-roată Sykes formează o curbă plană cu profilul unei evolvente corecte numai într-un plan perpendicular pe axa sculei (în care se produce angrenarea corectă cu roata de prelucrat). Deci pentru a obţine un profil evolventic la dintele roţii prelucrate este necesar şi suficient, ca după reascuţirile succesive flancurile dintelui cuţitului roată să se găsească într-un plan perpendicular pe axa sculei ($\gamma_v = 0$).

În rezumat dacă tăişurile cuţitului-roată după reascuţire se găsesc în planul $B' - B'$ (fig. 4), înclinat cu unghiul γ_v faţă de planul frontal. Profilul dintelui prelucrat se abate de la o evolventă corectă, fapt dovedit de ecuaţiile parametrice ale curbei de intersecţie (9).

În lucrarea de faţă se propune o metodă nouă de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes, metodă prin care se realizează o precizie ridicată a profilului aşchietor.

Pentru urmărirea flancurilor dinţilor cuţitului-roată în planul frontal, în vederea realizării unghiurilor de degajare laterale (fig. 3), se foloseşte un aparat care generează profilul evolventic prin metoda rulării cercului de bază pe dreapta fixă, piatra abrazivă avînd poziţia la „cota peste $\frac{n}{2}$ dinţi", deci piatra abrazivă materializează flancurile cremalierei cu unghiul de angrenare 0° (fig. 5).

Condiţiile rulării fără alunecare sînt realizate de aparat în felul următor (fig. 6) : sania *1* susţine cuţitul-roată Sykes ce trebuie să fie ascuţit şi se poate deplasa pe o direcţie normală la axa acestuia pe ghidajele saniei *2*.

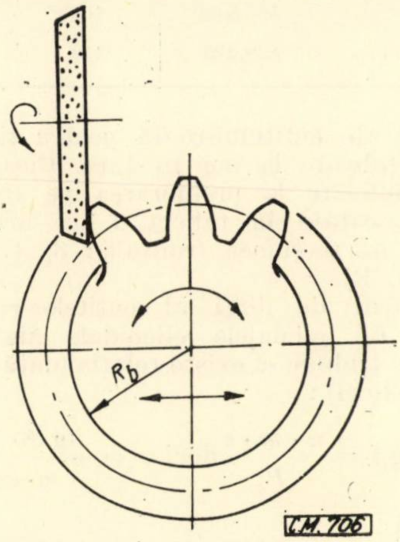


Fig. 5

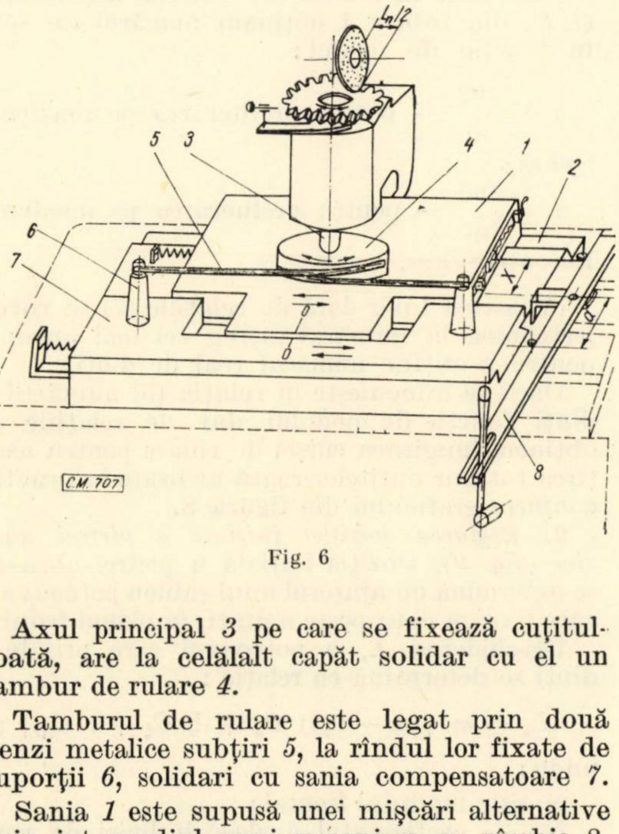


Fig. 6

Axul principal *3* pe care se fixează cuţitul-roată, are la celălalt capăt solidar cu el un tambur de rulare *4*.

Tamburul de rulare este legat prin două benzi metalice subţiri *5*, la rîndul lor fixate de suporţii *6*, solidari cu sania compensatoare *7*.

Sania *1* este supusă unei mişcări alternative prin intermediul unui mecanism cu pîrghie 8, acţionat manual sau de un motor-reductor.

Datorită mişcării de rotaţie a axului pe care este fixat cuţitul (păpuşa port ax principal făcînd corp comun cu sania) şi deci şi a tamburului de rulare *5*, acesta capătă o mişcare de rotaţie corespunzătoare rulării tamburului pe cele două benzi.

Datorită saniei compensatoare *8*, cu ajutorul aparatului se poate ascuţi întreaga gamă de cuţite-roată Sykes, folosind un singur tambur de rulare, după cum o să rezulte din metoda de reglare a aparatului.

Calculul elementelor de reglare ale aparatului

1. *Determinarea lungimii cursei de reglare.* Din schema de principiu din figura 7 (generarea evolventei cu dreaptă fixă), se determină mişcarea de rotaţie ce trebuie s-o execute evolventa în acelaşi interval de timp cu deplasarea centrului cercului de bază R_b cu distanţa l, astfel încît să rămînă în contact cu piatra abrazivă.

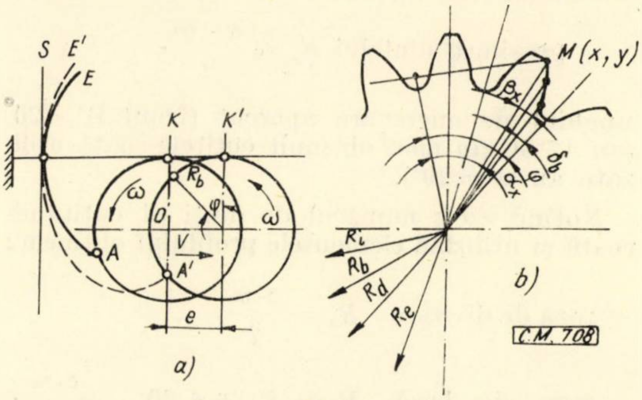


Fig. 7

Din figură rezultă :

$$\overline{KK'} = l = R_b \cdot \varphi. \tag{1}$$

Se determină unghiul de rotaţie al cuţitului-roată pe cercul de bază astfel încît piatra abrazivă să urmărească întreg profilul (fig. 7) :

$$\varphi = \delta_b + \theta_x + \alpha_x \tag{2}$$

unde :

$$\delta_b = \delta_d - \text{ev. } 20^\circ$$

$$\delta_d = \frac{S_d}{2\, R_d}$$

deci :

$$\delta_b = \frac{S_d}{2\, R_d} - \text{ev}20^\circ$$

$$\theta_x = \text{tg}\alpha_x - \alpha_x$$

$$\cos\alpha_x = \frac{R_b}{R_l}$$

înlocuind în (2) obţinem :

$$\varphi = \frac{S_d}{2\, R_d} - \text{ev } 20^\circ + \text{tg}\alpha_x. \tag{3}$$

Înlocuind pe φ în relația (1) obținem deplasarea l al centrului cuțitului-roată în timp ce se rotește pe cercul de bază:

$$l = R_b \cdot \varphi = R_b \left(\frac{S_g}{2\,R_d} - \text{ev.}\,20^\circ + \text{tg}\,\alpha_x \right) \cdot \quad (4)$$

Cuțitele-roată Sykes au următoarele elemente ale profilului dintelui:

— capul dintelui $a = 0{,}8$ m (m — modulul frontal)

— piciorul dintelui $b = 1{,}1$ m

— înălțimea dintelui $h = 1{,}9$ m

— grosimea dintelui $S_g = \dfrac{\pi \cdot \text{m}}{2}$.

unghiul de angrenare aparent (frontal) $= 20°$ sau 17°30 (în mod obișnuit cuțitele-roată utilizate au $\alpha = 20°$).

Notînd cu z numărul de dinți ai cuțitului-roată și utilizînd elementele profilului obținem:

— raza de divizare $R_d = \dfrac{z \cdot m}{2}$

— raza de bază $R_b = R_d \cdot \cos 20° = \dfrac{z \cdot m}{2} \cdot$ $\cdot\, 0{,}93969$

— raza exterioară $R_e = R_d + 0{,}8 \cdot m =$ $= m\left(\dfrac{z}{2} + 0{,}8\right)$.

Avînd în vedere că punctul M (fig. 7) se găsește pe cercul exterior putem scrie:

$$\text{tg}\,\alpha_x = \frac{\sqrt{R_e^2 - R_b^2}}{R_d} = \frac{\sqrt{\left(\frac{z}{2} + 0{,}8\right)^2 - (0{,}4698 \cdot z)^2}}{0{,}4698 \cdot z}.$$

Înlocuind în (4) obținem:

$$l = \frac{z \cdot m}{2}\, 0{,}93969 \left(\frac{\pi}{2\,z} - 0{,}0149 + \frac{\sqrt{\left(\frac{z}{2} + 0.8\right)^2 - (0{,}4698 \cdot z)^2}}{0{,}4698 \cdot z} \right). \quad (5)$$

Relația (5) ne dă lungimea de rulare l în funcție de numărul de dinți și modul.

Din cauza costului ridicat, precum și greutății de execuție a ghidajelor elicoidale, cuțitele-roată Sykes sînt standardizate pentru unghiurile medii de înclinare ale dinților-roților prelucrate.

În tabela 1 se dau valorile pasului elicoidal, unghiului de înclinare al dintelui și diametrului nominal ale cuțitului-roată pentru tipurile de mașini folosite la noi în țară. Cuțitele-roată Sykes folosite la prelucrarea pe tipurile de mașini arătate în tabela 1 au următoarele module în secțiunea frontală: 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12.

Tabela 1

Mașina	Pasul elicoidal P_E mm	Diametrul nominal al cuțitului D_d (valori aproximative)	Unghiul de inclinare a dintelui (valori aproximative)
Sykes	552,848	100	30°
Lorentz-Sykes	829,275	150	30°

Numărul de dinți al cuțitelor-roată este limitat de ghidajele elicoidale ale mașinii, deoarece trebuie să existe relația (dată de desfășurata elicei):

$$\text{tg}\beta = \frac{\pi \cdot m \cdot z}{P_E} \text{ deci } z = \frac{\text{tg} \cdot \beta \cdot P_E}{\pi \cdot m} \quad (6)$$

în care:

z este numărul de dinți ai cuțitului-roată;

P_E — pasul elicoidal al ghidajelor.

Înlocuind în relația (6) valorile unghiului β și P_E din tabela 1 obținem numărul de dinți în funcție de modul:

$z = \dfrac{102}{\text{m}}$ — pentru prelucrarea pe mașina Sykes;

$z = \dfrac{165}{\text{m}}$ — pentru prelucrarea pe mașina Lorentz-Sykes. (7)

(Valoarea lui z dată de relațiile (7) se rotunjește pînă la numărul întreg cel mai apropiat pentru a obține numărul real de dinți).

Dacă se înlocuiește în relația (5) numărul de dinți funcție de modulul dat de relațiile (7) obținem lungimea cursei de rulare pentru ascuțirea tuturor cuțitelor-roată utilizate în practică conform graficului din figura 8.

2. *Reglarea poziției inițiale a pietrei abrazive* (*fig. 9*). Poziția inițială a pietrei abrazive se determină cu ajutorul unui șablon potcoavă *1*, care fixează cota peste n dinți, în planul frontal.

Deschiderea L_n a potcoavei care prinde n dinți se determină cu relația:

$$L_n = m\;[(n - 0{,}5)\;C_n + \xi \cdot C_\xi + z \cdot C_{z\beta}] \quad (1)$$

unde:

m este modulul frontal;

ξ — coeficientul deplasării liniei de referințe (coeficientul deplasării sculei);

$C_n = \pi \cos\alpha$

$C_\xi = 2 \sin\alpha$

$C_{z\beta} = \cos\alpha \cdot \sin\alpha$

z — numărul de dinți al cuțitului-roată;

n — numărul de dinți peste care se măsoară normala comună se determină cu relația:

$$n = 0{,}5 + \frac{\alpha}{\pi} \cdot z.$$

Punînd condiția ca punctele de contact PP să se găsească pe cercul de rulare în secțiunea de referință unde $\xi = 0$ și înlocuind datele obținute pentru $\alpha = 20°$ în relația (1) obținem lungimea peste n dinți în funcție de modul și numărul de dinți ai cuțitului-roată:

$$L_n = 0{,}342\, m\, z. \qquad (2)$$

Pentru fiecare cuțit-roată se prevede cîte un șablon de reglare, marcat cu: m, x, P_E (date referitoare la cuțitul-roată supus ascuțirii).

Șablonul se sprijină pe cala fixă *2* care materializează axa de rotație a cuțitului-roată fixat pe axul principal al dispozitivului.

Discul de rectificat *3* se aduce în contact cu șablonul de reglare, ca în figura 9, cuțitul-roată se indexează în această poziție, apoi șablonul se îndepărtează, după care urmează ascuțirea pe unul din flancurile dintelui. Pentru flancul opus se procedează în mod asemănător, discul de rectificat luînd poziția punctată *3*.

3. *Reglarea aparatului pentru obținerea mișcării de rulare.* Pentru evitarea schimbării tamburului de rulare pentru fiecare cuțit-roată supus ascuțirii, aparatul după cum s-a arătat mai înainte este prevăzut cu un dispozitiv de compensare.

Dacă v_r este viteza de translație a suportului *1 a* a cuțitului-roată (fig. 10), corespunzătoare desfășurării pe cercul de rulare, și viteza de desfășurare a benzilor metalice pe tamburul de rulare de rază R_T în timp ce suportul benzilor *2* se deplasează cu viteza V_x, atunci avem:

$$V_r = V_T - V_x$$

de unde:

$$V_x = V_T - V_r \qquad (1)$$

în care:

$$V_T = \pi \cdot D_T \cdot n \quad \text{și} \quad V_r = \pi \cdot D_b \cdot n.$$

Deoarece piesa și tamburul de rulare se rotesc împreună rezultă, făcînd raportul:

$$\frac{V_T}{V_r} = \frac{D_T}{D_b}.$$

de unde:

$$V_T = V_r \frac{D_T}{D_b}. \qquad (2)$$

Pentru deplasarea suportului benzilor înlocuim în (1) valoarea lui V_T dată de (2) obținînd:

$$V_x = \left(\frac{D_T}{D_b} - 1\right) V_r. \qquad (3)$$

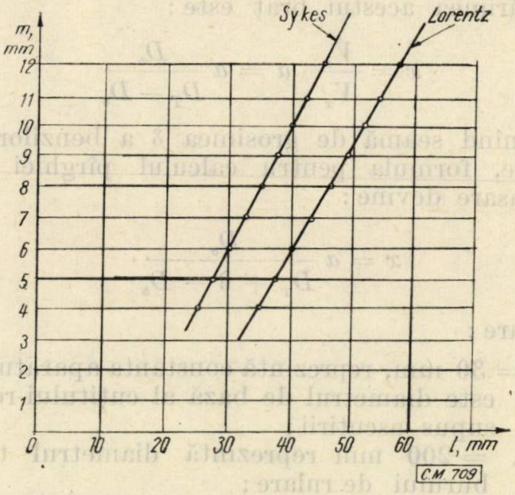


Fig. 8

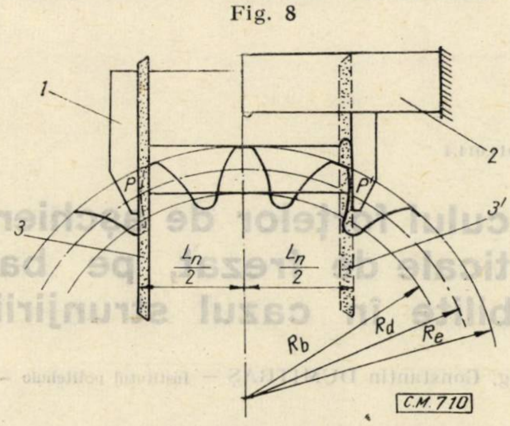


Fig. 9

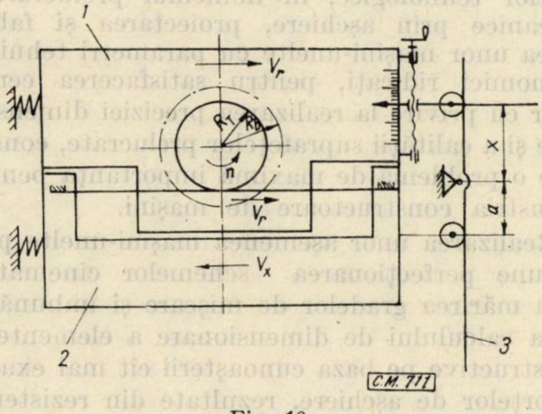


Fig. 10

Cele două deplasări V_r și V_x fiind proporționale cu brațele a și x ale pîrghiei *3*, putem scrie:

$$\frac{V_r}{V_x} = \frac{x}{a}. \qquad (4)$$

Aparatul este construit cu braţul de pîrghie x variabil pentru a putea varia raportul $\frac{x}{a}$ în funcţie de $\frac{V_r}{V_x}$.

Mărimea acestui braţ este:

$$x = \frac{V_r}{V_x} \cdot a = a\frac{D_b}{D_T - D_b} \tag{5}$$

Ţinînd seamă de grosimea δ a benzilor de rulare, formula pentru calculul pîrghiei de deplasare devine:

$$x = a\frac{D_b}{D_T + \delta - D_b}. \tag{6}$$

în care:

a = 30 mm, reprezintă constanta aparatului;

D_b este diametrul de bază al cuţitului-roată supus ascuţirii;

D_T = 200 mm reprezintă diametrul tamburului de rulare;

δ = 0,08 mm — grosimea benzilor de rluare.

Înlocuind în (6) se obţine braţul pîrghiei x funcţie de modulul şi numărul de dinţi al cuţitului-roată.

La reglarea aparatului, mărimea braţului x este aleasă dintr-o tabelă în funcţie de modulul şi numărul de dinţi al cuţitului-roată supus ascuţirii.

În concluzie se poate afirma că metoda propusă asigură o precizie ridicată a geometriei tăişului aşchietor, asigurînd o durabilitate ridicată a cuţitului-roată Sykes şi o mărire a preciziei de danturare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] I.C.D.T. Rectificarea roţilor dinţate şi rodarea lor. Culegere de material documentar, 1968.

[3] *Botez, E.* Maşini-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

CZ 621.914.014.4

Calculul forţelor de aşchiere F_z, F_x, F_y la maşinile verticale de frezat, pe baza relaţiilor matematice, stabilite în cazul strunjirii longitudinale

Dr. ing. Constantin DUMITRAŞ — Institutul politehnic — Bucureşti

În condiţiile dezvoltării şi perfecţionării proceselor tehnologice, în domeniul prelucrărilor mecanice prin aşchiere, proiectarea şi fabricarea unor maşini-unelte cu parametri tehnico-economici ridicaţi, pentru satisfacerea cerinţelor cu privire la realizarea preciziei dimensionale şi a calităţii suprafeţelor prelucrate, constituie o problemă de maximă importanţă pentru industria constructoare de maşini.

Realizarea unor asemenea maşini-unelte presupune perfecţionarea schemelor cinematice prin mărirea gradelor de mişcare şi îmbunătăţirea calculului de dimensionare a elementelor constructive pe baza cunoaşterii cît mai exacte a forţelor de aşchiere, rezultate din rezistenţa depusă de piesa-semifabricat în momentul pătrunderii sculei aşchietoare în stratul de aşchiere; dimensionarea mai raţională a elementelor respective duce la realizarea unor construcţii suple şi ca urmare la obţinerea unor economii importante de metal, fără ca rigiditatea maşinii să fie afectată în mod negativ.

Cunoaşterea exactă a mărimii forţelor de aşchiere necesită stabilirea unor relaţii matematice mai complete cu ajutorul cărora, pentru parametrii geometrici şi tehnologici daţi, să se poată calcula mărimea forţelor respective de aşchiere.

Literatura de specialitate [1], [2], [3] arată că cercetările cu privire la forţele de aşchiere urmăresc stabilirea de relaţii matematice unice cu caracter general de aplicabilitate pentru determinarea forţelor, în procesul de aşchiere, pe maşinile-unelte aparţinînd unor grupe diferite din punct de vedere constructiv şi funcţional, dar care are unele elemente comune sau apropiate din punctul de vedere al cinematicei lor.

Pe baza studiului teoretic şi a rezultatelor obţinute pe cale experimentală, ne propunem să prezentăm condiţiile şi modalitatea în care relaţiile matematice stabilite pentru prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală, pot fi folosite şi la determinarea mărimii forţelor de aşchiere în cazul prelucrărilor mecanice pe maşini verticale sau frontale de frezat.

Rezolvarea unor asemenea probleme este dificilă și necesită un studiu aprofundat pe baza căruia să se stabilească elementele comune sau asemănătoare, aparținînd cinematicei strungurilor normale și mașinilor verticale de frezat în procesul de așchiere, cu ajutorul cărora să se poată formula relații matematice unice pentru determinarea mărimii forțelor de așchiere în cazul grupelor de mașini-unelte menționate.

Studiul cinematicei și a elementelor comune caracteristice strungurilor normale și mașinilor verticale de frezat

Este cunoscut [4], [5], [6], că în cazul prelucrărilor mecanice pe strungurile normale, piesa execută o mișcare principală de rotație, în timp ce scula așchietoare efectuează mișcări auxiliare de avans longitudinal și radial. La prelucrările mecanice cu ajutorul mașinilor verticale de frezat, scula așchietoare execută o mișcare principală de rotație, iar piesa fixată pe masa mașinii efectuează mișcările auxiliare de avans longitudinal, transversal și vertical.

După felul în care mișcarea principală de rotație este atribuită piesei sau sculei așchietoare în timpul prelucrărilor mecanice, se obțin așchii cu grosime constantă — la strunjire — sau așchii cu grosime variabilă — în cazul frezării — rezultate din compunerea mișcării principale cu mișcările corespunzătoare de avans. Deci rezultă că în cazul prelucrărilor mecanice executate pe strungul normal, secțiunea transversală a așchiei, prezentată în figura 1, rămîne constantă pe toată durata procesului de așchiere și se determină cu ajutorul relațiilor (1, *a*) și (1, *b*) :

$$h = s \cdot \sin x \qquad (1,a)$$

$$b = \frac{t}{\sin x} \cdot \qquad (1,b)$$

În cazul prelucrărilor mecanice pe mașini verticale de frezat secțiunea transversală a așchiei variază în timpul unei rotații a sculei, care este fixată în capul de frezat și după cercetările făcute de Piekenbrink [7], rezultă că mărimea ei depinde de mai mulți factori, printre care : mișcarea de avans pe dinte s_z, adîncimea de așchiere t, unghiul principal de atac x, diametrul capului de frezat D_F, lățimea piesei B, unghiul φ de poziție a sculei, indicate pe figura 2 și se determină cu ajutorul relațiilor (2,*a*) și (1,*b*) :

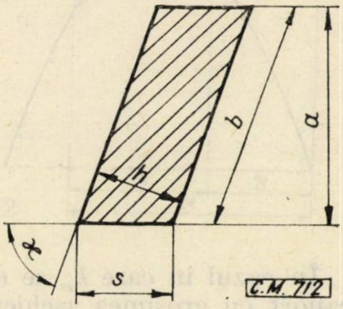
$$h = s_z \sin x \sin\varphi \text{ (mm).} \qquad (2,a)$$

Existența termenului ($\sin\varphi$) în relația (2,a) folosită la determinarea grosimii așchiei pe cale analitică, rezultă din cinematica mașinii verticale de frezat și provoacă variația continuă a mărimii, în secțiune transversală, a așchiei detașată de scula așchietoare în timpul unei rotații.

În asemenea condiții păstrarea unei egalități între parametrii secțiunii transversale a așchiei, obținută prin strunjire și frezare în vederea stabilirii unor relații matematice unice pentru calculul forțelor de așchiere devine mai complicată.

Cu toate acestea, cercetările lui Weilenmann [8] cu privire la determinarea forței principale de așchiere F_z în cazul prelucrărilor mecanice pe mașini verticale de frezat au condus la stabilirea unei relații matematice cu ajutorul căreia se poate determina valoarea medie a grosimii așchiei, realizîndu-se în felul acesta menținerea constantă a dimensiunilor secțiunii transversale a așchiei.

Fig. 1. Reprezentarea parametrilor geometrici ai așchiei în secțiune transversală.



Pentru stabilirea unei asemenea relații matematice Weilenman presupune că, atunci cînd lățimea așchiei b este mult mai mare decît avansul pe dinte s_z, forța principală de așchiere corespunzătoare unui singur cuțit așchietor F_z se poate determina cu relația (3) stabilită de Kienzle și Victor [9], în cazul strunjirii longitudinale :

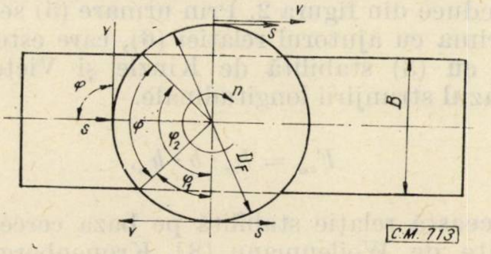


Fig. 2. Reprezentarea schemei de lucru în cazul prelucrării mecanice pe mașina verticală de frezat| și a unghiului de poziție a sculei φ, φ_1, φ_2.

$$F_z = k_{sz} \cdot b \cdot h = k_{sz} \cdot b \cdot s_z \cdot \sin x \sin\varphi \text{ (kgf)} \qquad (3)$$

unde k_{sz} reprezintă forța specifică de așchiere în kgf/mm², iar h este definit de relația (2,*a*).

Pe baza reprezentării grafice prezentată în figura 3, cu privire la variația forței principale de așchiere F_z, corespunzătoare unei singure scule așchietoare, în funcție de unghiul indicat în figura 2, se obține, pentru determinarea valorii medii a forţei principale de aşchiere F_{zm}, ecuaţia (4):

$$F_{zm} = \frac{1}{\varphi}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_z \cdot \mathrm{d}\varphi =$$

$$= \frac{1}{\varphi}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} k_{pz} \cdot b \cdot p_z \cdot \sin x \cdot \sin\varphi \cdot \mathrm{d}\varphi \ (\mathrm{kgf}). \qquad (4)$$

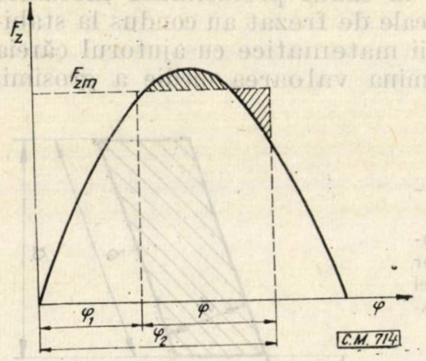


Fig. 3. Reprezentarea variaţiei forţei principale de aşchiere F_z în funcţie de unghiul de poziţie a sculei aşchietoare φ, la frezare frontală, după Weilenmann [8].

În cazul în care k_{sz} se consideră constant în raport cu grosimea aşchiei, relaţia (4) devine:

$$F_{zm} = \frac{1}{\varphi} k_{pz} \cdot b \cdot p_z \cdot \sin x |\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) \ (\mathrm{kgf}). \qquad (5)$$

Termenul $\frac{1}{\varphi} p_z \sin x \, |\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2|$, din relaţia (5), reprezintă expresia matematică pentru determinarea valorii medii a grosimii aşchiei şi se notează cu h_m, iar $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ se deduce din figura 2. Prin urmare (5) se poate exprima cu ajutorul relaţiei (6), care este identică cu (3) stabilită de Kinzle şi Victor [9] în cazul strunjirii longitudinale.

$$F_{zm} = k_{sz} \cdot b \cdot h_m. \qquad (6)$$

Această relaţie stabilită pe baza cercetărilor făcute de Weilenmann [8], Kronenberg [10], Siebel şi Fleck, Opitz [11] şi alţii prezintă o deosebită importanţă pentru scopurile practice, deoarece ea demonstrează că o dată determinată valoarea medie a grosimii aşchiei h_m în cazul frezării, forţa principală de aşchiere se poate calcula cu ajutorul relaţiei (7) stabilită de Kienzle şi Victor [9] pentru prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală.

Din cercetările autorilor menţionaţi rezultă că ecuaţia (7) este valabilă pentru oricare secţiune transversală de aşchie, considerată la un moment dat, obţinută prin frezare frontală şi ca atare, prin înlocuirea lui h_m cu valoarea maximă a grosimii aşchiei h_{max}, care pentru unghiul de poziţie a sculei aşchietoare, indicat pe figura 4, cuprins între 120 şi 150° are o mărime constantă, duce la obţinerea mărimii maxime a forţei principale de aşchiere.

Se desprinde prin urmare ideea, că legea de variaţie a forţei principale de aşchiere în funcţie de grosimea h şi lăţimea b a aşchiei în cazul prelucrărilor mecanice pe maşini verticale de frezat este identică cu legea de variaţie a forţei principale de aşchiere în cazul prelucrărilor mecanice realizate pe strunguri normale şi constituie baza de plecare în desfăşurarea cercetărilor, a căror rezultate se prezintă în continuare.

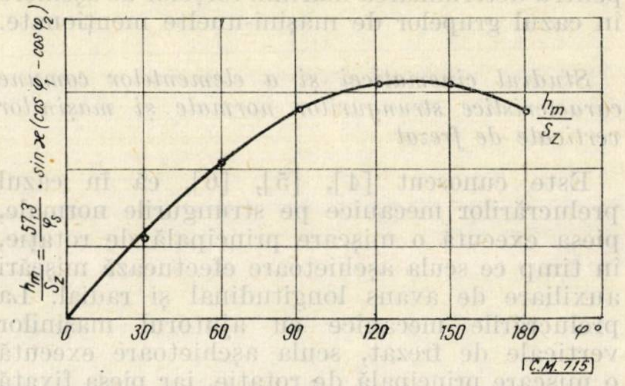


Fig. 4. Reprezentarea variaţiei grosimii aşchiei h, în raport cu unghiul de poziţie a sculei aşchietoare φ, la frezarea frontală.

Domeniul cercetat şi parametrii geometrici şi tehnologici folosiţi

Scopul cercetărilor constă în stabilirea unor relaţii matematice unice, cu ajutorul cărora să se calculeze forţele de aşchiere F_z, F_x şi F_y în cazul prelucrărilor mecanice efectuate pe strunguri normale sau pe maşini verticale de frezat, pentru un regim de aşchiere dat. Pentru rezolvarea problemei au fost efectuate cercetări în laborator pe oţel OLC 60 sub formă de bare Ø 160 STAS 880—56, folosindu-se în acest scop un strung universal tip OLZ—630 IV şi o maşină verticală de frezat tip FS 350 × ×1250—III de fabricaţie R.D.G. ale căror caracteristici sînt date în lucrarea [12].

Măsurarea forţelor de aşchiere F_z, F_x, F_y la ambele maşini-unelte s-a făcut cu două dinamometre inductive, a căror schemă mecanică şi electrică principală de lucru este prezentată în lucrarea [13].

Mărimea parametrilor geometrici ai sculei aşchietoare folosită la prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală prin frezare se prezintă în tabela 1 şi indicaţi pe figura 5.

Tabela 1

α grade	α_1 grade	γ grade	λ grade	ϰ grade	$\varkappa_1$ grade	ε grade	R mm	R_b mm	Faţeta f mm	Faţeta α′ grade	Faţeta α_1' grade
10	10	0	−5	60	18	132	0,5	10	1	5	5

La alegerea parametrilor tehnologici de lucru s-a urmărit ca aceștia să rămînă pe cît posibil aceiași, atît pentru prelucrările mecanice executate pe strungul normal cît și pentru cele efectuate pe mașina verticală de frezat. Pentru realizarea scopului urmărit, pe baza calculului efectuat au fost stabiliți următorii parametri tehnologici de lucru:

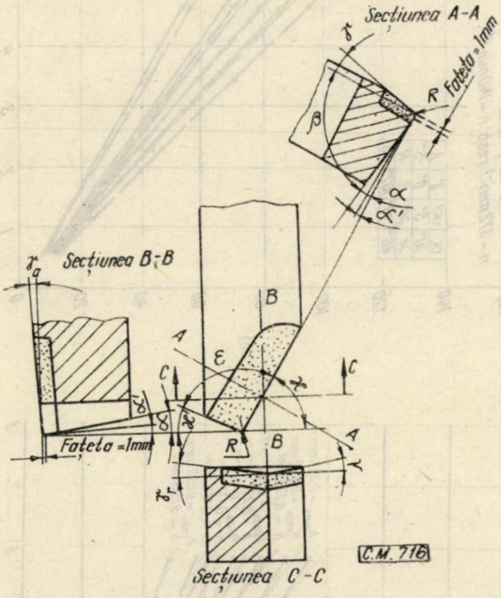


Fig. 5. Parametrii geometrici ai sculei așchietoare.

Strunjire: avansul longitudinal $s = 0{,}11\ldots 0{,}31$ mm/rot, corespunzîndu-i o grosime de așchie $h = 0{,}095\ldots 0{,}269$ mm; adîncimea de așchiere $t = 0{,}5\ldots 5$ mm, corespunzîndu-i o lățime de așchie $b = 0{,}58\ldots 5{,}78$ mm; turația axului principal $n = 372\ \text{min}^{-1}$.

Frezare: avansul pe sculă așchietoare $s_z = 0{,}141\ldots 0{,}350$ mm/z corespunzîndu-i o grosime maximă de așchie $h_{max} = 0{,}097\ldots 0{,}309$ mm; adîncimea de așchiere $t = 0{,}5\ldots 5$mm, corespunzîndu-i o lățime de așchie $b = 0{,}58\ldots 5{,}78$ mm; turația axului principal $n = 149\ \text{min}^{-1}$.

Păstrarea unor condiții identice cu privire la regimul de lucru folosit ca parametrii geometrici ai sculei așchietoare, materialul supus încercărilor și a procedeului de măsurare a forțelor de așchiere pe toată durata desfășurării experiențelor efectuate la cele două mașini-unelte, creează premisele necesare unei interpretări corecte a rezultatelor experimentale obținute.

Interpretarea rezultatelor experimentale. Înainte de a se face interpretarea propriu-zisă a rezultatelor obținute în laborator, cu privire la forțele de așchiere, este necesar să se menționeze faptul că pentru crearea unor condiții egale cu privire la reprezentarea grafică, se va lua ca bază în cazul prelucrărilor pe mașina verticală de frezat valorile maxime ale forțelor de așchiere, corespunzătoare grosimii maxime a așchiei. Experimental s-a stabilit că, dacă piesa este fixată pe masa mașinii simetric în raport cu axa de rotire a axului principal, așchia atinge grosimea maximă atunci cînd unghiul φ de poziție a sculei așchietoare, indicat pe figura 2 este cuprins între 120 și 150°. Între aceste limite ale unghiului φ, grosimea așchiei se menține constantă ca mărime și prin urmare secțiunea ei transversală va fi egală cu secțiunea transversală a așchiei obținută prin strunjire longitudinală; în felul acesta se asigură condiții egale de reprezentare grafică a forțelor de așchiere în cele două cazuri.

Din analiza diagramelor prezentate în figurile 6*a*, 6*b* și 6*c* cu privire la variația forțelor de așchiere F_z, F_x și F_y în funcție de grosimea așchiei h pentru prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală și frezare frontală, rezultată că acestea variază după o lege comună și crește exponențial în raport cu acest parametru al așchiei.

Analizîndu-se mai departe diagramele din figurile 7*a*, 7*b* și 7*c* cu privire la variația forțelor de așchiere F_z, F_x și F_y în funcție de lățimea b a așchiei în aceleași condiții de prelucrări mecanice, se constată că ele cresc liniar în raport cu acest parametru al așchiei și variază după o lege comună.

Din studiul diagramelor prezentate în figurile 6*a*, 6*b*, *bc* și 7*a*, 7*b*, 7*c* rezultă faptul că forțele de așchiere F_{zF}, F_{xF}, F_{yF} la prelucrările mecanice pe mașini verticale de frezat, sînt cu circa 10—35% mai mari în raport cu forțele de așchiere F_{zs}, F_{xs}, F_{ys} corespunzătoare prelucrărilor pe strunguri normale și că această proporționalitate se păstrează pe întreg domeniul cercetat.

Pe baza concluziilor rezultate din studiul diagramelor prezentate, cu privire la variația forțelor de așchiere în raport cu grosimea h și lățimea b a așchiei în cazul prelucrărilor mecanice prin așchiere pe strungul normal și mașini verticale de frezat, se pot stabili ecuațiile matematice (7), (8) și (9), cu ajutorul cărora se determină mărimea forțelor de așchiere pentru mașina verticală de frezat în funcție de mărimea forțelor stabilită în cazul strunjirii longitudinale în condițiile aceluiași regim de lucru dat. Aceste expresii matematice sînt:

$$F_{zF} = k_{z1} F_{zs} = k_{z1}\,[k_{s11z} \cdot b.h^{1-m_z} + K_{s01z} \cdot b]\ \text{kgf} \quad (7)$$

$$F_{xF} = k_{x1} F_{xs} = k_{x1}\,[k_{s11x} \cdot bh^{1-m_x} + K_{s01x} \cdot b]\ \text{kgf} \quad (8)$$

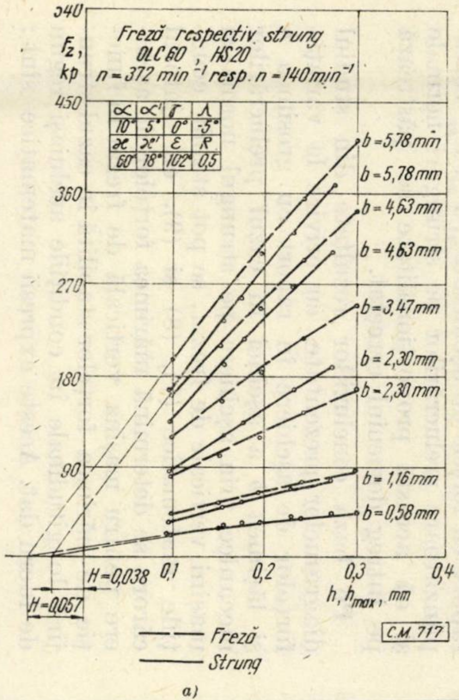
$$F_{yF} = k_{y1} F_{ys} = k_{y1}\,[k_{s11y} \cdot bh^{1-m_y} + K_{s11y} \cdot b]\ \text{kgf} \quad (9)$$

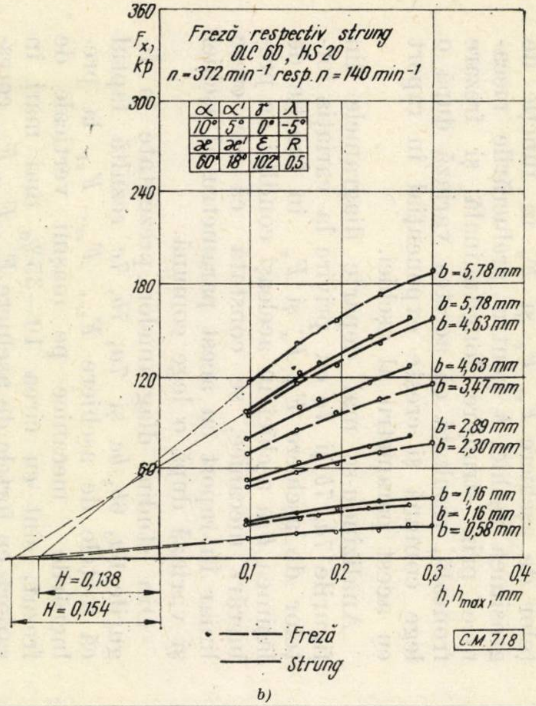
unde k_{z1}, k_{x1} și k_{y1} sînt factorii de proporționalitate dintre forțele de așchiere care iau naștere în timpul lucrului la mașinile verti-

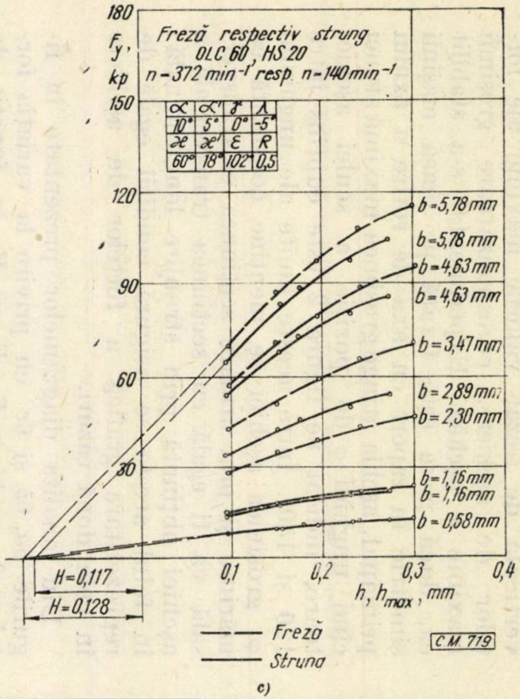
Fig. 6 *a*. Reprezentarea grafică a variaţiei forţei principale de aşchiere F_z în funcţie de grosimea aşchiei *h*, în cazul prelucrărilor mecanice, prin strunjire longitudinală şi frezare frontală.

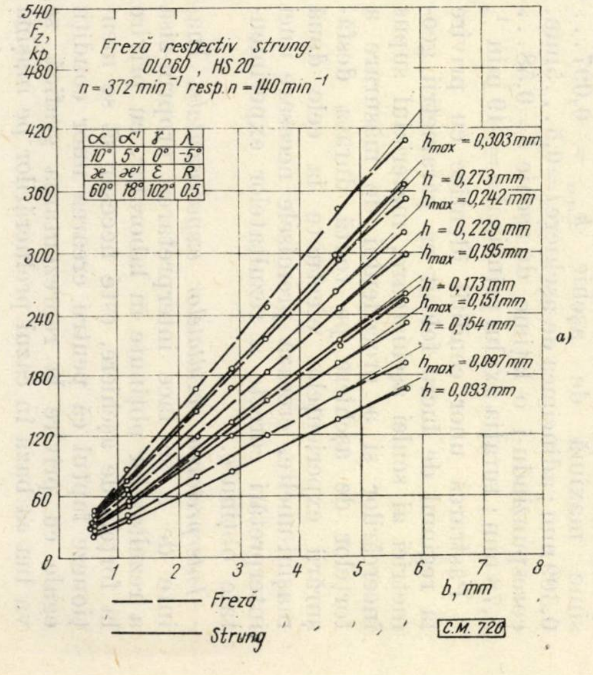
Fig. 6 *b*. Reprezentarea grafică a variaţiei forţei de avans F_x, în funcţie de grosimea aşchiei *h*, în cazul prelucrărilor mecanice, prin strunjire longitudinală şi frezare frontală.

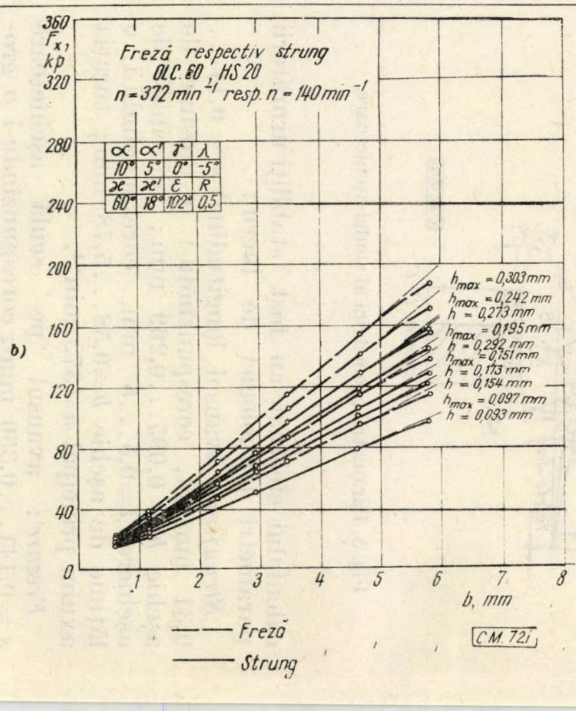
Fig. 6 *c*. Reprezentarea grafică a variaţiei forţei radiale (de respingere) F_y în funcţie de grosimea aşchiei *h*, în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire longitudinală şi frezare frontală.

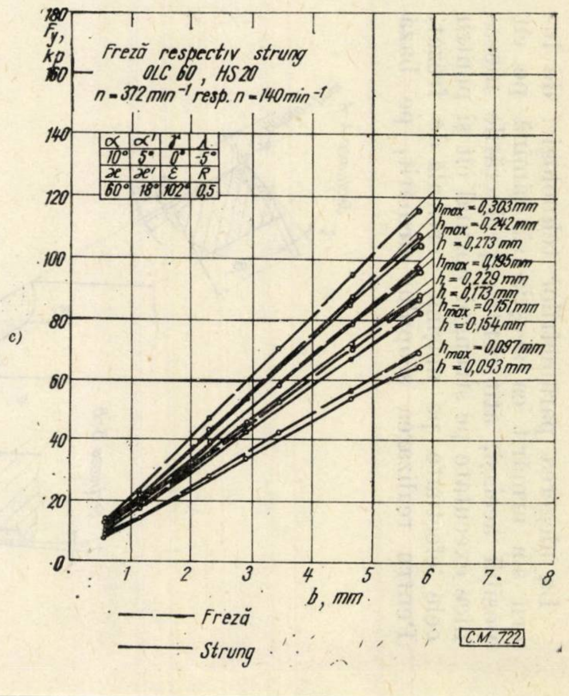












cale de frezat şi strungurile normale, în condiţiile amintite şi au următoarele valori:

$$k_{z1} = 1{,}05 \ldots 1{,}10$$

$$k_{x1} = 1{,}20 \ldots 1{,}35$$

$$k_{y1} = 1{,}10 \ldots 1{,}15$$

unde F_{zs}, F_{xs} şi F_{ys}, notate în mod convenţional cu indicii respectivi pentru a le deosebi de F_{zF}, F_{xF} 0şi F_{yF} corespunzătoare frezării, reprezintă forţele de aşchiere determinate în cazul strunjirii longitudinale şi au fost tratate pe larg în lucrarea [13].

O dată stabilită mărimea forţelor de aşchiere în cazul strunjirii longitudinale pentru regimul de lucru dat, prin simpla multiplicare a lor cu coeficienţii respectivi de proporţionalitate se determină direct şi mărimea forţelor de aşchiere corespunzătoare prelucărilor mecanice pe maşini verticale de frezat. Prin folosirea acestui procedeu de calcul cu privire la determinarea mărimii forţelor de aşchiere pentru grupele de maşini-unelte menţionate, se reduce foarte mult timpul necesar efectuării calculelor respective prin simplificarea operaţiilor de calcul.

Comparîndu-se ecuaţiile (7)—(9) cu rezultatele cercetărilor făcute de Richter [14], Neuhert [15] şi alţii, cu privire la studiul forţelor de aşchiere la maşinile verticale de frezat, rezultă că aceste ecuaţii reflectă rezolvarea problemei într-un mod mai complet şi sînt în concordanţă cu teoria.

Faptul că forţele de aşchiere la maşinile verticale de frezat sînt totdeauna mai mari în raport cu cele întîlnite la strungurile normale, în condiţiile folosirii aceloraşi parametri geometrici şi tehnologici de lucru, se poate explica în felul următor:

a) după cum rezultă din figura 8 *a*, şi *b*, datorită folosirii unor piese semifabricate cu forme geometrice diferite impusă de cinematica şi rolul funcţional al celor două maşini-unelte, condiţiile de eliminare a aşchiilor formate în urma pătrunderii sculei în stratul de aşchiere, sînt mai grele la frezare, deoarece în acest caz suprafaţa de aşchiere are o formă concavă spre deosebire de strunjire, unde aceasta rămîne tot timpul convexă;

b) în condiţii egale de lucru pe cele două maşini-unelte şi păstrarea aceloraşi parametri geometrici şi tehnologici, rezultă că suprafaţa de forfecare $A-B$ la frezare indicată pe figura 8 *a*, este mai mare în raport cu cea rezultată prin strunjire indicată pe figura 8, *b* şi ca atare şi forţele de aşchiere variază în mod corespunzător;

c) studiindu-se coeficientul de tasare a aşchiei obţinută în cazul prelucrărilor mecanice pe cele două maşini-unelte şi prezentat în

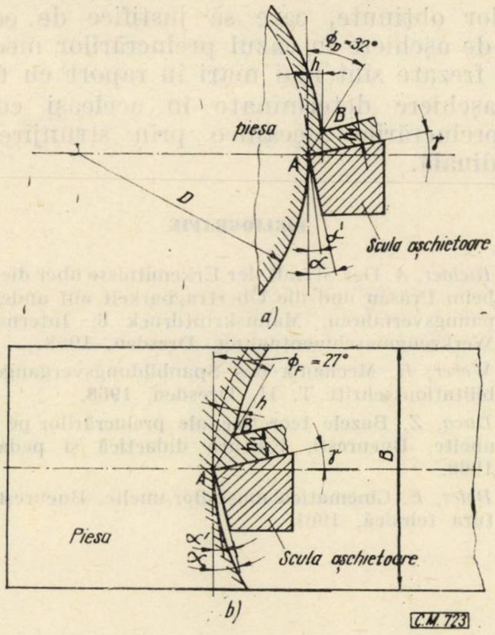


Fig. 8

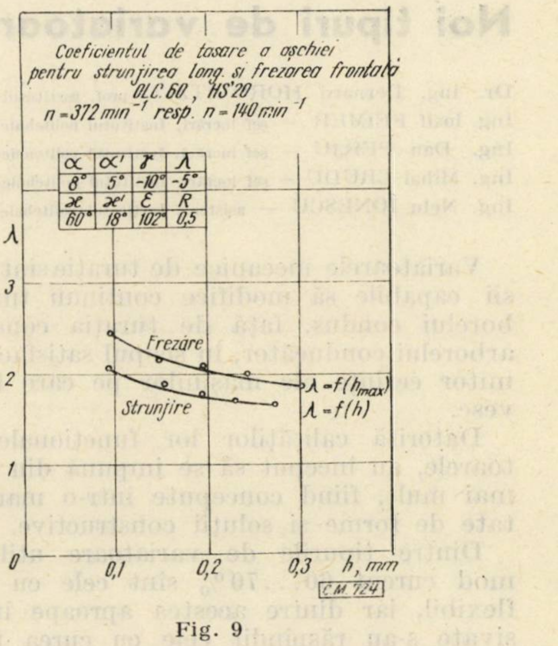


Fig. 9

figura 9, s-a stabilit că gradul de tasare a aşchiei în cazul operaţiei de frezare este mai mare în raport cu cel obţinut în cazul operaţiei de strunjire pentru aceeaşi grosime de aşchie;

d) un calcul matematic a arătat că coeficientul de frecare dintre muchia tăietoare a sculei şi suprafaţa corespunzătoare pe piesă

←

Fig. 7*a*, *b*, *c*. Reprezentarea grafică a variaţiei forţei principale de aşchiere F_z, în funcţie de lăţimea aşchiei *b*, în cazul prelucrărilor mecanice prin strunjire longitudinală şi frezare frontală.

în cazul frezării este mai mare faţă de coeficientul de frecare determinat în zona de contact dintre sculă şi piesă la strunjire, adică $\mu_F > \mu_S$.

Acestea reprezintă doar o parte din argumentele stabilite pe baza interpretării rezultatelor obţinute, care să justifice de ce forţele de aşchiere în cazul prelucrărilor mecanice prin frezare sînt mai mari în raport cu forţele de aşchiere determinate în aceleaşi condiţii la prelucrările mecanice prin strunjire longitudinală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Richter, A.* Der Standt der Erkenntnisse über die Kräfte beim Präsen und die Übertragbarkeit auf andere Zerpanngsverfahren. Manuskriptdruck 6. Internationale Werkzeugmaschinentagung, Dresden, 1968.

[2] *Weber, H.* Mechanik des Spanbildungsverganges. Habilitationsschrift T. H. Dresden, 1968.

]3] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[4] *Botez, E.* Cinematica maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[5] *Berthold, H.* Das Messen der Schnittkräfte beim Drehen. Habilitationsschrift, 1957.

[6] *Enache, Şt.* Calitatea suprafeţelor prelucrate. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[7] *Piekenbrink*, Wechselkräfte und Schwingungen beim Fräsvergang. Industrie-Anzeiger 62, 1955, p. 901–907.

[8] *Weilenmann, R.* Beitrag zur Berechnung des Leistungsbedarfs beim Fräsen Werkstatt und Betrieb 90 H. 5, 1957, p. 296–298.

[9] *Kienzle* şi *Victor.* Spezifische Schnittkräfte beim der Metallbearbeitungen. Werkstattechnik und Betrieb, H. 5, 1957, p. 224–225.

[10] *Kronenberg, M.* Grundzüge der Zersspanungslehre Band 1, Springer-Verlag, 1952.

[11] *Opitz, W.*, *Siebel* und *Fleck.* Richtwerte für die Fräsen von ulmegirten und legirten Baustählen mit Hartmetall. Partea a II-a Forschungsberichte des Wirtschafts und Verkehsministeriums Nordrhein-Westfalen, p. 28–31.

[12] *Dumitraş, C.* Vergleich zwischen der auftretenden Schnittkräften beim Drehen und Stirnfräsen. Dissertation Technische Hochschule Karl Marx-Stadt, 1968.

[13] *Dumitraş, C.* Calculul forţelor de aşchiere F_x, F_y şi F_z la strunjirea longitudinală. În: Construcţia de Maşini, nr. 3, 1970.

[14] *Richter, A.* Die Zerspanungskräfte beim Drehen im Bereiche des Fliesspanes. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Dresden 2, 1952/1953, nr. 4, 5.

[15] *Neubert, A.* Einfluss der Schnittkräfte auf die Verschubkraft beim Stirnfrässen. Dissertation Technische Hochschule Karl Marx Stadt, 1966.

CZ 621–585.17

fordulat szíj heveder

Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată

Dr. ing. Bernard HOROVITZ — prof. Institutul politehnic-Timişoara
Ing. Iosif FEIMER — şef lucrări, Institutul politehnic-Timişoara
Ing. Dan PERJU — şef lucrări, Institutul politehnic-Timişoara
Ing. Mihai CRUDU — şef lucrări, Institutul politehnic-Timişoara
Ing. Nelu IONESCU — asistent, Institutul politehnic-Timişoara

Variatoarele mecanice de turaţie sînt transmisii capabile să modifice continuu turaţia arborelui condus, faţă de turaţia constantă a arborelui conducător, în scopul satisfacerii anumitor cerinţe ale maşinilor pe care le deservesc.

Datorită calităţilor lor funcţionale, variatoarele, au început să se impună din ce în ce mai mult, fiind concepute într-o mare varietate de forme şi soluţii constructive.

Dintre tipurile de variatoare utilizate în mod curent 60...70% sînt cele cu element flexibil, iar dintre acestea aproape în exclusivate s-au răspîndit cele cu curea trapezoidală [2].

În ultimul timp însă în transmisiile cu curele s-a reactualizat utilizarea curelelor late, prin îmbunătăţirea caracteristicilor tehnice ale acestora. Noul tip de curea lată, cunoscută sub numele de curea compound, compusă dintr-un strat de material plastic şi unul din piele, are rezistenţă sporită la tracţiune, modul de elasticitate la întindere ridicat, la încovoiere scăzut şi un coeficient de frecare mare [1].

În mod firesc apare tendinţa folosirii acestor curele şi în construcţia variatoarelor cu element flexibil.

Principalul tip de variator cu curea lată utilizat în prezent este cel cu tamburi conici, care însă prezintă unele dezavantaje, printre care:

— gabarit axial mare datorită lungimii tamburilor conici;
— necesitatea montării tamburilor pe cîte două reazeme fiecare;
— alunecări geometrice cauzate de aşezarea curelei pe diametre diferite la acelaşi con şi uzura curelei datorită acestei alunecări;
— încărcare pronunţată a arborilor şi lagărelor datorită forţei de întindere a curelei;
— deplasarea greoaie şi uzura laterală a curelei la reglarea turaţiei;

— capacitatea de tracţiune scăzută, datorită cărora acest variator nu s-a răspîndit.

Pornind de la avantajele pe care le oferă transmisiile cu curea de tip compound, s-au conceput de către autori, noi soluţii de variatoare cu curea lată, a căror complexitate constructivă să fie comparabilă cu a variatoarelor cu curea trapezoidală, soluţii care constituie obiectul prezentului articol.

Variator inerţial cu curea lată. Principiul de funcţionare al acestui tip de variator se bazează pe utilizarea forţei centrifuge la modificarea diametrului roţii.

În această situaţie, una sau amîndouă roţi ale transmisiei cu curea lată, vor avea obada segmentată după una din variantele reprezentate în figurile 1 şi 2.

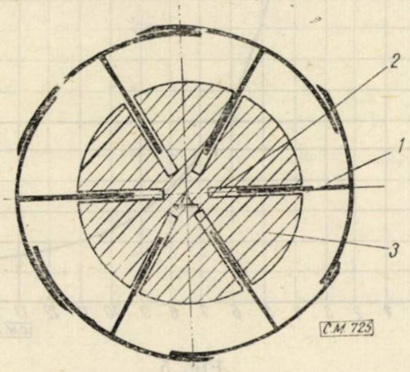


Fig. 1

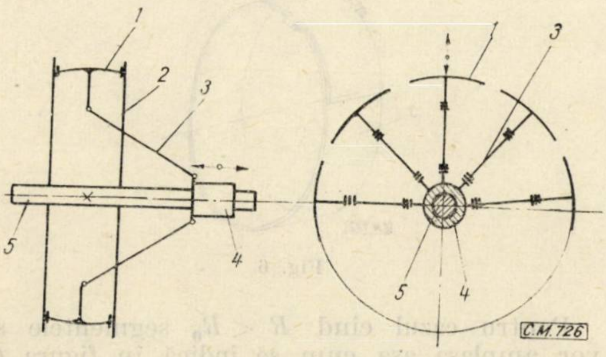


Fig. 2

Şi într-un caz şi în celălalt, segmentele (1) se pot deplasa radial sub acţiunea forţelor de inerţie, între două discuri de ghidare (2). La o funcţionare corectă, toate segmentele trebuie să se găsească la aceeaşi distanţă faţă de axa de rotaţie. Deci, vor trebui să se deplaseze radial simultan şi intercondiţionat. În acest scop se poate utiliza efectul de sprijin reciproc al segmentelor — ca în figura 1 — sau articularea acestora cu ajutorul bieletelor (3) la manşonul (4) ce poate culisa în lungul arborelui (5) ca în figura 2.

În ipoteza în care ambele roţi ale variatorului sînt segmentate, distanţa între axele acestora rămîne constantă, iar modificarea raportului de transmitere se face comandînd din exterior deplasarea radială a segmentelor unei singure roţi. Segmentele celeilalte roţi vor ocupa o poziţie determinată de distanţa dintre axe şi lungimea curelei.

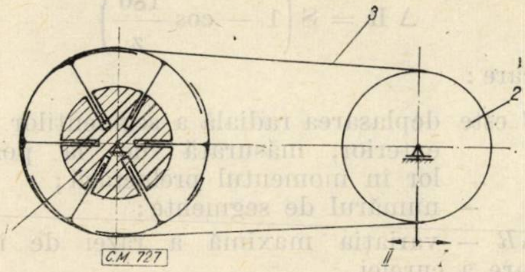


Fig. 3

Dacă numai una dintre roţi este segmentată, procesul de variere a turaţiei decurge astfel (fig. 3) : se deplasează una din roţile transmisiei în sensul I sau II şi deoarece lungimea curelei rămîne practic constantă, această deplasare are ca efect modificarea diametrului roţii (1), care poate fi construită într-una din variantele din figurile 1 sau 2.

Înfăşurarea curelei pe roata segmentată, se face peste un contur poligonal curbiliniu dat de poziţia relativă momentană a segmentelor. Datorită acestui fapt, la o rază a roţii segmentate, diferită de cea de prelucrare R_0 a segmentelor, va apare o oscilaţie a raportului de transmitere în jurul unei valori medii a acestuia, pe durata unui ciclu cinematic.

Pentru cazul în care $R > R_0$, avem situaţia din figura 4.

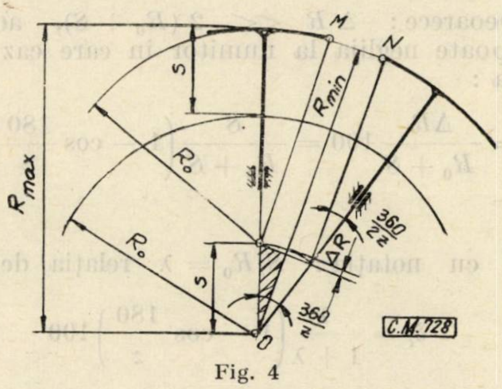


Fig. 4

În ipoteza unei curele perfect flexibile, aceasta va ocupa o poziţie tangentă la segmente între punctele M şi N, în care caz, raza roţii segmentate va varia între limitele :

$$R_{max} = R_0 + S \qquad (1)$$

şi

$$R_{min} = R_{max} - \Delta R = R_0 + S - \Delta R. \qquad (2)$$

Din figura 4 se observă că:

$$\Delta \mathrm{R} = \mathrm{S}\left(1 - \cos\frac{180}{\mathrm{z}}\right) \qquad (3)$$

în care:

S este deplasarea radială a segmenţilor spre exterior, măsurată de la poziţia lor în momentul prelucrării;
z — numărul de segmente;
ΔR — variaţia maximă a razei de înfăşurare a curelei.

Dacă R este raza roţii nesegmentate, atunci valorile maxime şi minime ale raportului de transmitere ce se obţin într-un ciclu vor fi:

$$i_{max} = \frac{R_{max}}{R} = \frac{R_0 + S}{R}$$
$$i_{min} = \frac{R_{min}}{R} = \frac{R_0 + S - \Delta R}{R}. \qquad (4)$$

Se poate admite că valoarea medie a raportului de transmitere este dată de media aritmetică a acestora, adică:

$$i_{med} = \frac{i_{max} + i_{min}}{2} = \frac{2\,(R_0 + S) - \Delta R}{2\,R}. \qquad (5)$$

Variaţia procentuală a raportului de transmitere pe un ciclu, ţinînd cont şi de relaţiile (4) va fi:

$$\delta_i = \frac{i_{max} - i_{min}}{i_{med}}\,100 = \frac{2\,\Delta R}{2\,(R_0 + S) - \Delta R}\,100. \qquad (6)$$

Deoarece: $\Delta R << 2\,(R_0 + S)$, aceasta se poate neglija la numitor în care caz vom avea:

$$\delta_i = \frac{\Delta R}{R_0 + S}\,100 = \frac{S}{R_0 + S}\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 \qquad (6')$$

sau cu notaţia: $S/R_0 = \lambda$ relaţia devine:

$$\delta_i = \frac{\lambda}{1 + \lambda}\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 \qquad (6'')$$

Din relaţia (6) se observă că variaţia raportului de transmitere pe un ciclu este o mărime identică cu gradul de neregularitate al unei maşini δ, care prin definiţie este:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{med}} = 2\,\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}} = \frac{i_{max} - i_{min}}{i_{med}} = \delta_i$$

Din relaţia (6′) se observă că gradul de neregularitate este funcţie de raza de prelucrare a şaibei segmentate (R_0) de deplasarea radială a segmentelor (S) şi de numărul acestora (z).

În ipoteza că R_0 şi S sînt constante, δ variază cu numărul de segmente z, prin factorul din paranteza relaţiei (6′) ca în figura 5.

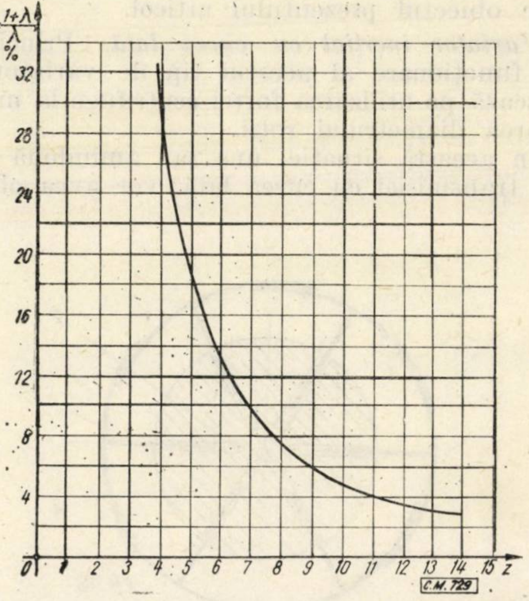


Fig. 5

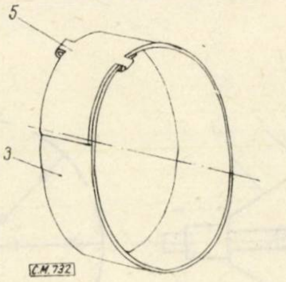


Fig. 6

Pentru cazul cînd $R < R_0$ segmentele se vor amplasa aşa cum se indică în figura 6.

Valorile maxime şi minime ale raportului de transmitere într-un ciclu — pentru situaţia dată — vor putea fi calculate cu relaţiile (4) avînd:

$$R'_{min} = R_0 - S' \qquad (7)$$

în care:

S' este deplasarea radială a segmenţilor, înspre interior, măsurată de la poziţia lor în momentul prelucrării.

Din triunghiul OO_1A (fig. 7) se poate scrie următoarea relaţie pentru determinarea lui R_{max}:

$$R_0^2 = R'^2_{max} + S'^2 + 2\,R'_{max} \cdot S' \cdot \cos\alpha$$

$$R'_{max} = -S' \cdot \cos\alpha + \sqrt{S'^2 \cdot \cos^2\alpha + R_0^2 - S'^2} = $$
$$= -S' \cos\alpha + \sqrt{R_0^2 - S'^2 \sin^2\alpha}. \quad (8)$$

Relaţia (8) se mai poate scrie sub forma:

$$R'_{max} = R_0\left[\sqrt{1 - \frac{S'^2}{R_0^2}\sin^2\alpha} - \frac{S'}{R_0}\cos\alpha\right] \quad (9)$$

Se notează $\frac{S'}{R_0} = \lambda'$ şi se dezvoltă în serie radicalul menţinînd primii doi termeni:

$$R'_{max} = R_0\left[1 - \frac{\lambda'^2}{2}\sin^2\alpha - \lambda'\cos\alpha\right]. \quad (10)$$

Gradul de neregularitate în acest caz va fi:

$$\delta' = 100\,\frac{2\,(R'_{max} - R_0 + S')}{R'_{max} + R_0 - S'}. \quad (11)$$

Din relaţiile (6′) şi (11) se observă că δ şi δ' ating valorile maxime pentru S, respectiv S' maxime la un R_0 dat.

Gradul de neregularitate al transmisiei este limitat de caracteristicile maşinii de lucru.

Gama de turaţie pentru variatorul cu o singură şaibă reglabilă va fi dată de relaţia:

$$G = \frac{R_0 + S_{max}}{R_0 - S'_{max}}. \quad (12)$$

Din condiţia obţinerii unei game de turaţie maximă la un grad de neregularitate minim, rezultă următoarea egalitate:

$$\delta_{max} = \delta'_{max}. \quad (13)$$

Din relaţia (6′) în cazul în care $S = S_{max}$ se obţine:

$$R_0 + S_{max} = \frac{S_{max}}{\delta_{max}}\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 \quad (14)$$

sau:

$$R_0 = \frac{S_{max}}{\delta_{max}}\left[\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 - \delta_{max}\right]. \quad (15)$$

Din relaţia (11) în cazul în care $S' = S'_{max}$ şi ţinînd cont şi de relaţia (33) se obţine:

$$R_0 - S'_{max} = R'_{max}\,\frac{200 - \delta_{max}}{200 + \delta_{max}} =$$
$$= R_0\left[1 - \frac{\lambda'^2}{2}\sin^2\alpha - \lambda'\cos\alpha\right]\frac{200 - \delta_{max}}{200 + \delta_{max}}.$$

Înlocuind şi valoarea lui R_0 din relaţia (15) obţinem în final:

$$R_0 - S'_{max} = \frac{S_{max}}{\delta_{max}}\left[\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 - \delta_{max}\right]$$
$$\left(1 - \frac{\lambda'^2}{2}\sin^2\alpha - \lambda'\cos\alpha\right)\frac{200 - \delta_{max}}{200 + \delta_{max}}. \quad (16)$$

Cu ajutorul relaţiilor (14) şi (16) relaţia (12) devine:

$$G = \frac{100\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)(200 + \delta_{max})}{\left[\left(1 - \cos\frac{180}{z}\right)100 - \delta_{max}\right]\left(1 - \frac{\lambda'^2}{2}\sin^2\alpha - \lambda'\cos\alpha\right)(200 - \delta_{max})}. \quad (17)$$

Determinarea gamei de turaţie G se poate face în ipoteza cunoaşterii gradului de neregularitate maxim admis pentru maşină — δ_{max} — şi admiterii iniţiale a numărului de segmente z.

În acest caz, din relaţia (6″) se poate determina valoarea raportului $S/R_0 = \lambda$, necesară pentru determinarea lui G.

Relaţia (11) se mai poate scrie sub următoarea formă, ţinînd seama de notaţia $\lambda' = \frac{S'}{R_0}$:

$$\frac{\delta'_{max} + 200}{200 - \delta'_{max}} = \frac{1 - \frac{\lambda'^2}{2}\sin^2\alpha - \lambda'\cos\alpha}{1 - \lambda'}. \quad (18)$$

Luînd în consideraţie relaţia (13) se obţine următoarea legătură între λ', δ_{max} şi α.

$$(200 - \delta_{max})\sin^2\alpha - 2\lambda'\left[(200 + \delta_{max}) - (200 - \delta_{max})\cos\alpha\right] + 4\,\delta_{max} = 0. \quad (19)$$

Din ecuaţia de gradul doi (19) se determină valoarea lui λ' funcţie de mărimile admise anterior λ şi α. O dată cunoscută valoarea lui λ', se poate determina valoarea gamei de turaţie G din relaţia (17).

În scopul verificării principiului funcţional şi al modului de comportare în mers al unui astfel de variator, în cadrul laboratorului Catedrei de organe de maşini şi mecanisme de la Institutul politehnic din Timişoara s-a proiectat, realizat şi încercat un prototip. Experienţele efectuate la o turaţie de 1450 rot/min au condus la concluzia că principiul funcţional (modificarea razei prin forţa de inerţie) este valabil şi că transmisia are o capacitate portantă cu pînă la 30% mai mică decît una identică din punct de vedere geometric, dar cu o şaibă lisă. Nu s-au făcut încercări de durabilitate şi de vibraţii, acestea urmînd să se efectueze pe un prototip îmbunătăţit sub aspectul unor soluţii constructive şi pe un stand actualmente în construcţie.

Din cele expuse mai sus rezultă că această soluţie elimină în majoritate dezavantajele specifice variatoarelor cu curea lată existente. Acest fapt ridică performanţele lui la nivelul variatorului cu curea trapezoidală lată, prezentînd în plus următoarele avantaje:

— nu necesită un sistem special de întindere a curelei, aceasta făcîndu-se prin însăşi soluţia constructivă;

— are un gabarit axial mai mic, ceea ce conduce la posibilitatea montării acestui tip de variator în consolă, fără a avea solicitări prea mari;

— demararea se face cu creşterea treptată a tensiunii din curea pînă la cea nominală, care se atinge la turaţia de regim.

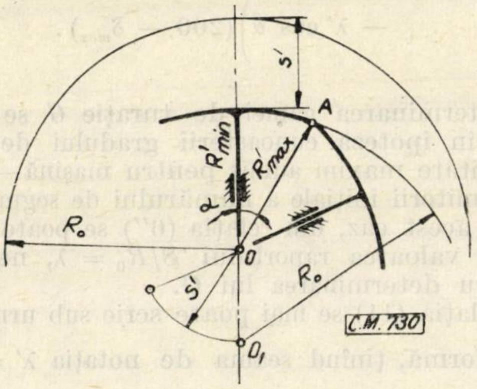


Fig. 7

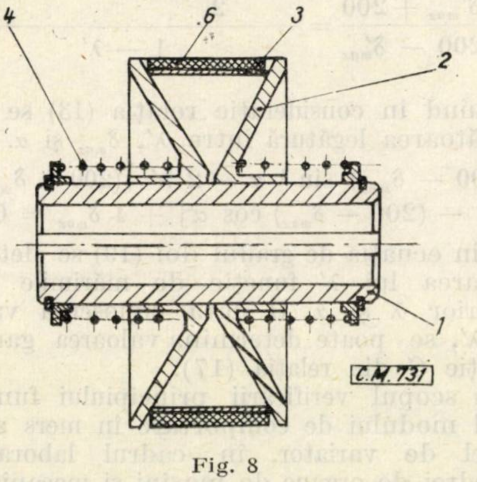


Fig. 8

Variatorul propus prezintă însă şi următoarele dezavantaje:

— variaţia raportului de transmitere pe un ciclu;

— scăderea capacităţii portante;

— gamă de reglare mai mică;

— vibraţii ale sistemului.

Variator cu lamă elastică şi discuri conice

Acest variator se compune dintr-o roată de curea cu diametru variabil, o roată de curea cu diametru constant şi cureaua lată care se înfăşoară peste acestea. Roata de curea cu diametrul variabil, elementul esenţial al variatorului se compune din următoarele piese (conform fig. 7): o bucşă (1), pe care se montează două discuri conice (2), o bandă metalică flexibilă (3) înfăşurată în canalul format de cele două discuri conice şi două arcuri (4) care apasă unul spre celălalt cele două discuri [3]. Banda metalică din oţel înfăşurată în canalul format de cele două discuri, reprezentată separat în figura 8, formează suprafaţa activă pe care se înfăşoară cureaua lată (6); capătul exterior al spiralei formate de banda de oţel are două urechi (5) prin care pătrunde în canale corespunzătoare dispuse de-a lungul unei generatoare a fiecărui disc conic (fig. 6). Prin aceasta se împiedică rotirea relativă a benzii în raport cu discurile, permiţînd transmiterea cuplului de la bandă la discuri. În acelaşi timp se permite deplasarea radială a benzii în timpul varierii diametrului. Banda metalică se confecţionează astfel încît diametrul ei în stare netensionată să fie egal cu diametrul minim de înfăşurare al curelei.

Reglarea turaţiei arborelui de ieşire cu acest variator se realizează prin modificarea distanţei dintre axe. La distanţa între axe minimă, discurile sînt în poziţia cea mai apropiată, banda fiind aşezată pe diametrul maxim al roţii de curea. În această situaţie arcurile (4) sînt tensionate la minim, iar tensiunile de încovoiere în banda de oţel sînt maxime. Mărind distanţa între axe prin deplasarea arborelui motor în sensul I indicat în figura 3, tensiunea din curea şi cea din bandă vor învinge tensiunea din arcurile (4), discurile se vor îndepărta, banda plasîndu-se pe un diametru mai mic. Se realizează astfel modificarea turaţiei arborelui condus. Banda de oţel dispusă pe diametrul maxim reprezintă o spirală cu o singură spiră şi pas foarte mic (egal cu grosimea benzii elastice); dispusă pe diametrul minim este tot o spirală, dar avînd două spire, se asemenea cu pas foarte mic.

Variatorul prezentat are următoarele avantaje:

— gabarit axial relativ mic (comparabil cu cel al variatoarelor cu curea trapezoidală lată) ceea ce permite montarea în consolă pe arbori;

— inexistenţa alunecării geometrice a curelei;

— varierea turaţiei se face prin simpla deplasare a motorului electric pe care este montată una din roţi;

— lipsa alunecării geometrice a curelei şi a deplasării ei laterale, ceea ce duce la mărirea durabilităţii curelei, precum şi la creşterea randamentului.

Ca dezavantaje putem aminti:

— variaţia raportului de transmitere pe un ciclu;

— gama de reglare mai mică (maximum 2);

— constructiv este mai complicat decît un variator cu curea trapezoidală lată şi cu tamburi conici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *B. Horovitz, N. Gheorghiu*: „Ein kritischer Vergleich zwischen Schmalkeilriemen und Compound Flachriemen" Maschinenmarkt, nr. 81/1966.

[2] *B. A. Pronin*: „Variatorî s şirokim klinovîm remnem" în: Peredatocinîe mehanizmî, Maşghiz, 1963.

[3] Brevet R. S. România nr. 51045/26 II.1968.

CZ 681.32:519.2

Utilizarea calculatoarelor electronice în controlul statistic dimensional

Ing. Octavian F. MANGIUREA – C.S.P. – București

Efectuarea unui control tehnic corespunzător al calității producției devine un deziderat din ce în ce mai important în condițiile creșterii continue a nivelului tehnic al producției, ale lărgirii mecanizării și automatizării, precum și în condițiile creșterii necontenite a complexității produselor fabricate.

Metodele moderne ale statisticii matematice oferă posibilitatea controlului loturilor de produse la recepție, precum și aceea a controlului preventiv în timpul fabricației, rezultatele măsurătorilor dînd indicațiile necesare dirijării proceselor tehnologice de fabricație. În această ipoteză, metodele controlului statistic capătă un rol activ, care contribuie la stăpînirea proceselor de producție, la prevenirea apariției rebuturilor și la scăderea substanțială a remanierilor aduse pieselor și produselor fabricate.

Controlul statistic dimensional al fabricației de piese se efectuează în faze specifice ale procesului tehnologic, aplicarea lui trebuie să fie efectuată după o temeinică pregătire prealabilă astfel încît rezultatele obținute să înlăture scepticismul specific aplicării metodelor noi în orice domeniu de activitate.

O serie de lucrări apărute în literatura tehnică de specialitate ([1], [2], [3], [4], [5] etc.) fac legătura dintre metodele matematice moderne ale calculului statistic și probabilistic și tehnica uzinală, în vederea creșterii necontenite a productivității muncii, concomitent cu aceea a calității produselor industriale.

Problema controlului statistic dimensional se pune cu deosebire în atelierele de mașini-unelte automate și semiautomate neprevăzute cu sisteme proprii de control și reglaj. Diversitatea pieselor, dimensiunilor și toleranțelor verificate în atelierele respective a făcut ca problema controlului dimensional să fie din ce în ce mai anevoioasă.

Pe plan mondial, mașinile-unelte prevăzute cu sisteme proprii de control și reglaj sînt destul de rare și ele sînt utilizate numai în situația unei fabricații de serie foarte mare sau în cazul unor prelucrări relativ simple. Majoritatea mașinilor-unelte automate din dotarea atelierelor mecanice din țara noastră nu sînt prevăzute cu organe proprii de control și reglaj, cu toate că productivitatea lor ridicată implică mecanizarea controlului și utilizarea unor metode avansate de control statistic. Un strung automat Ruhla sau Pettermann realizează într-un schimb de opt ore aproximativ 10 000 de piese. Orice altă metodă clasică de control, bazată pe măsurătoarea caracteristicilor dimensionale ale celor 10 000 de piese realizate zilnic pe un singur strung, ar necesita un personal numeros și ar duce la un control tardiv fără posibilitatea de a se interveni în reglajul mașinii-unelte respective.

În uzina Electromagnetica – București s-a experimentat cu rezultate pozitive aplicarea controlului statistic dimensional într-un atelier de strunguri automate de tip TOS, Pettermann și Ruhla [3], [7]. Cu toate că s-a căutat, pe cît posibil, simplificarea metodelor de control statistic și utilizarea unor aparate de măsurat specifice acestui tip de control [1], volumul relativ mare de calcule în condițiile existente în atelier, și cu luarea în considerare a calificării personalului, a împiedicat aplicarea operativă a tuturor posibilităților pe care le oferă controlul statistic.

Pentru reducerea efectelor negative create de simplificarea excesivă a metodelor statistice și de lipsa posibilităților de calcul rapid al seriilor de date rezultate din măsurarea parametrilor pieselor realizate, s-a studiat posibilitatea introducerii unor calculatoare electronice de birou în aplicarea controlului statistic dimensional.

Analiza desfășurării proceselor tehnologice

Un principiu de bază în introducerea mecanizării și automatizării controlului dimensional este acela de a se efectua întotdeauna analiza premergătoare procesului tehnologic pentru alegerea metodei și aparaturii de control celei mai adecvate aplicației respective.

În cazul controlului dimensional, într-un atelier de strunguri automate trebuie cunoscute următoarele :

1. caracteristicile principale ale mașinilor-unelte din atelierul respectiv, ca: precizia de lucru a fiecărei mașini și evoluția ei în timp, în vederea repartiției optime a pieselor de prelucrat: productivitatea mașinilor-unelte, regimul optim de prelucrare (avans, turație etc.) pentru diferite materiale și dimensiuni, frecvența dereglărilor, variația uzurii sculelor prelucrătoare ;

2. caracteristicile principale ale pieselor ce se prelucrează, ca : toleranțele lor și cotele importante, mărimea lotului de piese ce trebuie confecționate, materialele utilizate, modificările survenite în timpul fabricației ;

3. condițiile specifice atelierului, ca : pregătirea cadrelor din producție și control, trepidațiile, dotarea cu mijloace de control.

Analiza desfășurării proceselor tehnologice poate fi efectuată la nivelul atelierului cu ajutorul unui calculator electronic de birou avînd un număr limitat de memorii sau la nivelul uzinal, prin studierea tuturor elementelor legate de buna desfășurare a procesului tehnologic, ca de exemplu aprovizionarea cu materii prime și materiale, urmărirea ritmicității fabricației etc., cu efecte indirecte atît asupra calității produselor cît și a parametrilor calitativi. O astfel de urmărire „integrată" a proceselor de producție necesită calculatoare electronice cu memorii interne de peste 64 k, octeți, avînd prevăzute ca echipamente „on-line" perforatoare și lectoare de cartele perforate, unități de benzi magnetice, imprimator rapid etc.

În acest scop, în cadrul pregătirii întregului sistem informațional de prelucrare a datelor — software — (care din experiența altor uzine durează aproximativ doi ani), este necesar să nu fie neglijate metodele și programele controlului statistic al fabricației.

Pentru a exemplifica posibilitatea utilizării calculatoarelor mici de birou într-o serie de calcule statistice curente din practica industrială, se vor da cîteva exemple concrete.

Verificarea caracterului întîmplător al împrăștierii prin metoda diferențelor succesive [1] reprezintă una dintre multiplele aplicații ale calculatoarelor electronice de birou în controlul statistic al desfășurării proceselor tehnologice.

Drept criteriu de verificare a ipotezei că o selecție este întîmplătoare se poate folosi raportul :

$$r = \frac{q^2}{s^2},$$

unde :

q^2 este estimația dispersiei generale, calculată pe baza diferențelor succesive ale dimensiunilor parametrului realizat ;

s^2 — dispersia însăși.

Formulele de calcul ale lui q^2 și s^2 sînt :

$$q^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} (x_{i+1} - x_i)^2}{2\,(n-1)},$$

iar :

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i^2 - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n} x_i\right)^2}{n}}{n-1},$$

unde :

x_i — reprezintă dimensiunile pieselor măsurate pentru $i = 1 + n$;

n — numărul total al pieselor dintr-o selecție (1).

În figura 1 este dată schema logică de calcul a lui $r = \frac{q^2}{s^2}$ pe un calculator de birou Programma 101.

Datele de intrare sînt :

$n,\ x_i,\ x_{i+1}$ (se rețin în memorie).

Datele calculate sînt :

$$x_{i+1} - x_i,\ x_1^2 \text{ și } (x_{i+1} - x_i)^2 ;$$

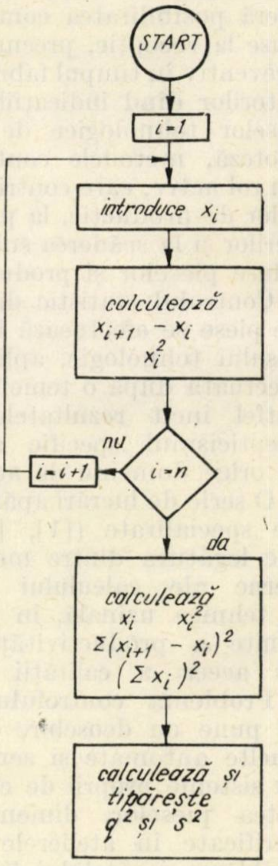


Fig. 1. Schema logică de calcul al parametrului $r = \frac{q^2}{s^2}$.

nu se rețin în memorie decît sumele :

$$\Sigma x_i,\ \Sigma x_i^2 \text{ și } \Sigma\,(x_{i+1} - x_i)^2.$$

În funcție de aceasta se calculează :

$$(\Sigma x_i)^2\ q^2,\ s^2 \text{ și } r = \frac{q^2}{s^2}.$$

Numărul mic de date memorate permite utilizarea unor calculatoare cu capacitate mică de memorare (5—10 registre).

Ținînd seamă de aplicațiile din ce în ce mai diferențiate ale calculatoarelor electronice în diversele ramuri ale ştiinţei şi tehnicii, se recomandă însuşirea elementelor de bază ale tehnicii de calcul, precum şi activitatea în echipe de specialişti care să cuprindă atît cunoscători ale aplicaţiilor respective, cît şi personal specializat în tehnica de calcul necesară.

Calculatoarele mici de birou şi-au găsit aplicaţii şi în analiza proceselor de fabricaţie şi în evaluarea calităţii producţiei prin metoda corelaţiei.

Astfel se pot calcula direct parametrii ecuaţiilor de regresie simplă şi multiplă, intensitatea corelaţiei, criteriile de semifabricaţie şi limitele de încredere, definite teoretic în literatura de specialitate [2].

Un exemplu de aplicare a calculatoarelor de birou se dă la calculul parametrilor ecuaţiei de regresie pentru forma cea mai simplă a unei funcţii liniare, $Y = a + bx$, utilizînd metoda celor mai mici pătrate :

$$\Sigma\,(y_i - y_c)^2 = \text{minim}.$$

Din condiţia $A = \Sigma\ (y_i - a - bx)^2 = \min$ urmează ca derivatele parţiale în funcţie de parametrii a şi b să fie nule :

$$\frac{\partial A}{\partial a} = 2\,\Sigma\,(y_i - a - bx_i)\,(-1) = 0,$$

$$\frac{\partial A}{\partial b} = 2\,\Sigma\,(y_i - a - bx_i)\,(-x_i) = 0.$$

Rezolvînd sistemul, se obţine :

$$a = \frac{\begin{vmatrix} \Sigma y_i & \Sigma x_i \\ \Sigma x_i y_i & \Sigma x_i \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} n & \Sigma x_i \\ \Sigma x_i & \Sigma x_i^2 \end{vmatrix}}, \qquad b = \frac{\begin{vmatrix} n & \Sigma y_i \\ \Sigma x_i & \Sigma x_i y_i \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} n & x_i \\ \Sigma x_i & \Sigma x_i^2 \end{vmatrix}},$$

De unde :

$$a = \frac{\Sigma y_i\,\Sigma x_i^2 - \Sigma x_i\,\Sigma x_i\,y_i}{n\,\Sigma x_i^2 - (\Sigma x_i)^2},$$

$$b = \frac{n\,\Sigma x_i\,y_i - (\Sigma x_i)\,(\Sigma y_i)}{n\,\Sigma x_i^2 - (\Sigma x_i)^2}.$$

În figura 2 este dat graficul curbei teoretice, determinată prin metoda celor mai mici pătrate, şi schema logică de calcul al parametrilor curbei de regresie.

Determinarea curbei teoretice a fost făcută considerînd minimă suprafaţa pătratelor care au ca latură tocmai diferenţa dintre valoarea empirică (y_i) şi valoarea calculată (y_c) a caracteristicii căutate (fig. 2 a).

Introducînd în calculator ca elemente de intrare valorile efective x_i şi y_i, calculul se repetă identic pentru suprafeţele tuturor celor n pătrate, existînd o buclă de calcul al valorilor Σx_i, Σy_i, $\Sigma x_i y_i$ şi Σx_i^2 (fig. 2 b). Atunci cînd s-au obţinut valorile finale $(i = n)$, cu ajutorul acestor elemente se calculează şi se tipăresc parametrii a şi b ai ecuaţiei $y = ax + b$.

Calculatoarele electronice de birou de tipul Programma 101 şi-au găsit aplicaţii şi la determinarea parametrilor ecuaţiilor de regresie pentru ecuaţii de forma $y = AB^x$, la care liniarizarea se face prin logaritmare, şi de forma $y = a + e^{-kt}$, unde liniarizarea a fost efectuată prin diferenţiere [6].

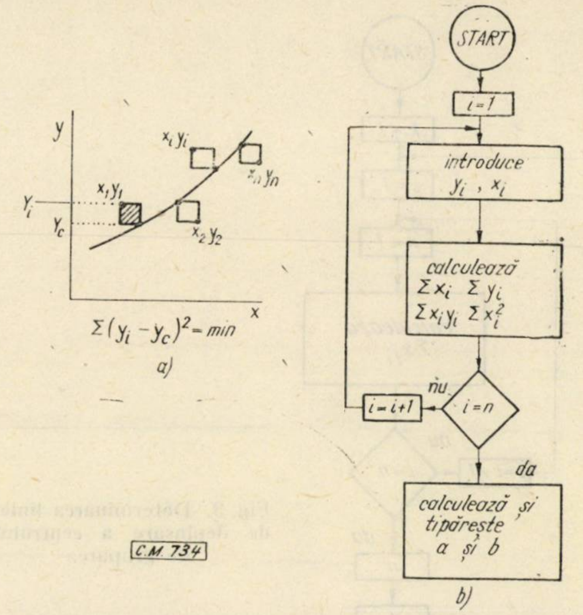

y
$x_i y_i$
$x_1 y_1$
$x_n y_n$
Y_i
Y_c
$x_2 y_2$
x
$\Sigma(y_i - y_c)^2 = min$
a)
C.M. 734
START
i=1
introduce y_i, x_i
calculează Σx_i Σy_i $\Sigma x_i y_i$ Σx_i^2
nu
i=i+1
i=n
da
calculează şi tipăreşte a şi b
b)

Fig. 2. Graficul curbei teoretice şi schema logică de calcul.

Probleme de tipul celor descrise anterior îşi găsesc aplicaţii la determinarea liniei de deplasare a centrului de grupare, care nu întotdeauna se prezintă sub forma liniarizată analizată anterior.

Datorită uzurii sculelor tăietoare, centrul de grupare se deplasează sistematic spre una dintre limitele cîmpului de toleranţă. Măsurătorile pieselor trebuie să fie efectuate în ordinea extragerii de pe maşină. Dacă deplasarea se face în timp mai îndelungat, atunci măsurătorile se fac asupra unor probe ridicate la anumite intervale egale de timp, de exemplu din 1/2 în 1/2 oră.

Dacă x_{ti} este valoarea măsurată a piesei ce aparţine grupei t, avînd numărul de ordine din cadrul grupei, i, ecuaţia liniei de deplasare este :

$$y = at + b,$$

valoarea medie a grupei $\bar{t} = \frac{1 + k}{2}$ unde k este numărul grupelor ;

$$a = \frac{\sum\limits_{t=1}^{k}\left(t \sum\limits_{i=1}^{n} x_{ti}\right)}{n \sum\limits_{i=1}^{n} x_{ti}};$$

$$b = \frac{\sum\limits_{t=1}^{k}\ \sum\limits_{i=1}^{n} x_{ti}}{nk}.$$

Ecuaţia liniei de deplasare a centrului de grupare este :

$$y = a\,(t - \bar{t}) + b.$$

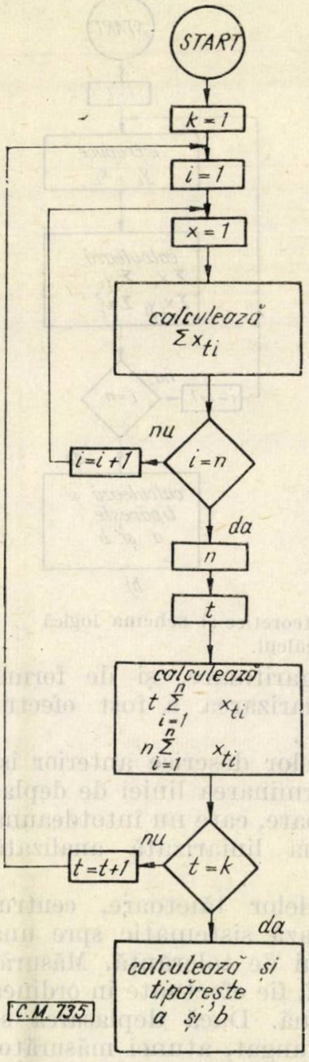


Fig. 3. Determinarea liniei de deplasare a centrului de grupare.

Cunoscînd ecuaţia deplasării centrului de grupare, se poate uşor predetermina timpul după care, datorită uzurii sculelor tăietoare, dimensiunile pieselor depăşesc limitele tolerate.

Schema de calcul pentru această corelaţie este reprezentată în figura 3.

Aplicarea controlului statistic al dimensiunilor în controlul tehnic din atelierele dotate cu maşini-unelte automate şi semiautomate, neprevăzute cu mijloace proprii de control şi reglaj, a întîmpinat o serie de greutăţi datorită timpului suficient de mare pentru efectuarea calculelor necesare acestui control.

Cu toată simplificarea modului de aplicare a metodelor statistice, crearea unei formularistici adecvate şi pregătirea personalului tehnic din ateliere, totuşi calculele necesitate de determinarea preciziei maşinilor-unelte şi a limitelor de control pentru fiecare cotă tolerată, de determinarea parametrilor de corecţie a proceselor tehnologice etc. reprezintă frîne în aplicarea controlului statistic.

Mecanizarea şi automatizarea calculelor cu ajutorul calculatoarelor electronice dau un nou impuls aplicării metodelor moderne statistico-matematice în practica industrială.

O dată cu introducerea calculatoarelor electronice în întreprinderile industriale, problemele legate de calitatea producţiei trebuie să fie abordate concomitent cu cele legate de gestiunea industrială integrată, spre a asigura uniformitatea necesară în calitatea superioară a producţiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mănescu, M. Rancu, N. Tovissi, L.* Statistica calităţii producţiei industriale. Bucureşti, Editura didactică, 1965.

[2] *Rancu, N. Tovissi, L.* Analiza statistico-matematică a calităţii producţiei. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1963.

[3] *Mangiurea, F. O. Calista, Al.* Metode şi aparate electrice pentru controlul statistic al dimensiunilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[4] *Cavé, R.* Le contrôle statistique des fabrications. Paris, 1961.

[5] *Freeman, N.* Industrial statistics, New York, 1962.

[6] *Mangiurea, F. O.* Metode statistico-matematice utilizate în industria electrotehnică. Bucureşti, I.D.T., 1968.

[7] *Mangiurea, F. O., Rancu, N.* Calculul statistic al preciziei maşinilor-unelte în vederea repartiţiei optime a pieselor de prelucrat în funcţie de toleranţele lor. In : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1963.

[8] *Ledley, R. S.* Programarea şi utilizarea calculatoarelor numerice. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

CZ.621.86/.87.017

Alegerea raţională a raportului de demultiplicare la maşinile de ridicat

Ing. Eugenia MARGA – Institutul politehnic-Braşov
Dr. ing. Gheorghe MARGA – Institutul politehnic-Braşov

Alegerea judicioasă a raportului de demultiplicare între motorul electric de acţionare şi dispozitivul de deplasare a cîrligului, a căruciorului sau a podului este o problemă în general neglijată de către proiectanţii maşinilor de ridicat. Această stare de lucruri se explică prin faptul că această problemă se află la graniţa preocupărilor inginerilor mecanici care proiectează partea mecanică alegînd atît reductorul cît şi motorul, şi a inginerilor electricieni care proiectează instalaţia electrică de alimentare şi comandă a motorului ales.

Problema alegerii raportului de demultiplicare şi deci şi turaţia nominală a motorului este foarte importantă deoarece la proiectarea acţionării electrice este necesar să se asigure :

1) durata minimă a demarajului sau a frînării dispozitivului de deplasare, pînă la viteza nominală ;

2) puterea şi dimensiunile de gabarit minime ale motorului electric care să asigure costul minim al acestuia ;

3) dimensiunile minime ale motorului electric şi ale reductorului considerate în ansamblu.

1. *Alegerea raportului de demultiplicare după minimul duratei demarajului sau frînării dispozitivului de deplasare*

Există două criterii de alegere a raportului de demultiplicare i care să satisfacă minimul duratei demarajului sau frînării. Acestea sînt : criteriul energiei cinetice minime [5] şi criteriul parametrilor nominali M_n şi J_m ai motorului [9].

Pentru primul caz se presupun cunoscute pe lîngă datele referitoare la axul de lucru (axul tobei, axele rolelor de rulare) ω_l şi $M_l = M_{st}$, raportate la axa proprie, şi datele referitoare la motorul de antrenare M_m şi ω_m.

Considerîndu-se acceleraţia constantă în timpul pornirii sau frînării, se obţine timpul de pornire sau frînare :

$$t = \frac{\left(\delta I_m + J_l \frac{1}{i_2}\right)\omega_m}{M_m \mp M_l \frac{1}{i}} = \frac{\delta J_m \omega_m^2 + J_l\,\omega_l^2}{M_m \omega_m \mp M_l\,\omega_l} =$$

$$= 2\,\frac{\delta W_m + W_l}{\lambda_m P_m \mp P_l} = 2\,\frac{\delta\omega_m + \omega_l}{P_d}, \qquad (1)$$

unde :

J_m şi J_l reprezintă momentul de inerţie al motorului şi respectiv al dispozitivului de lucru, fiecare raportat la axa proprie ;

δ — un coeficient care ia în considerare momentul de inerţie al roţilor dinţate ;

$i = \frac{\omega_m}{\omega_l}$ — raportul de demultiplicare al reductorului dintre motor şi maşina de lucru ;

$\lambda_m = \frac{M_{p\ med}}{M_n}$ — coeficientul de supraîncărcare al cuplului motorului faţă de cel nominal în timpul pornirii sau al frînării.

Semnul minus se referă la regimul de pornire, semnul plus la regimul de frînare.

Din relaţia (1) se observă uşor că timpul procesului tranzitoriu reprezintă raportul dublului energiei cinetice a sistemului către puterea dinamică. La puteri date, timpul este minim dacă energia cinetică a rotorului motorului este minimă. Aprecierea cantitativă a influenţei energiei cinetice a motorului poate fi făcută numai pe baza examinării datelor concrete. Pentru ilustrarea influenţei turaţiei nominale a motorului asupra parametrilor de bază, în figura 1 sînt reprezentate curbele momentului de inerţie J_m al motorului, energia cinetică $W = J_m \frac{\omega_m^2}{2}$ şi greutatea G a motoarelor asincrone cu rotorul bobinat de tipul M_2 şi puterea 23 kW şi a motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit de tipul A şi puterea 20 kW.

Analizînd curbele energiei cinetice pentru cele două tipuri de motoare de 23 kW (curba W 23) şi de 20 kW (curba W 20), se observă că minimul energiei cinetice corespunde motoarelor cu turaţii nominale scăzute cărora le corespund greutăţi şi momente de inerţie importante.

Alegerea raportului de demultiplicare după criteriul acceleraţiei maxime, cunoscînd M_m şi J_m al motorului [9] şi ω_l şi M_l al dispozitivului de deplasare, se face cu ajutorul valorii i_{opt} care se obţine efectuînd derivata primei forme a expresiei (1) în raport cu i și egalînd-o cu zero. Se obține:

$$i_{opt} = \frac{M_l}{M_m} + \sqrt{\left(\frac{M_l}{M_m}\right)^2 + \frac{J_l}{\delta J_m}}. \quad (2)$$

Deoarece pentru procesele de pornire și frînare rezultă valori diferite pentru i_{opt}, se recomandă să se ia media aritmetică a lui i_{opt} calculată pentru pornire și pentru frînare.

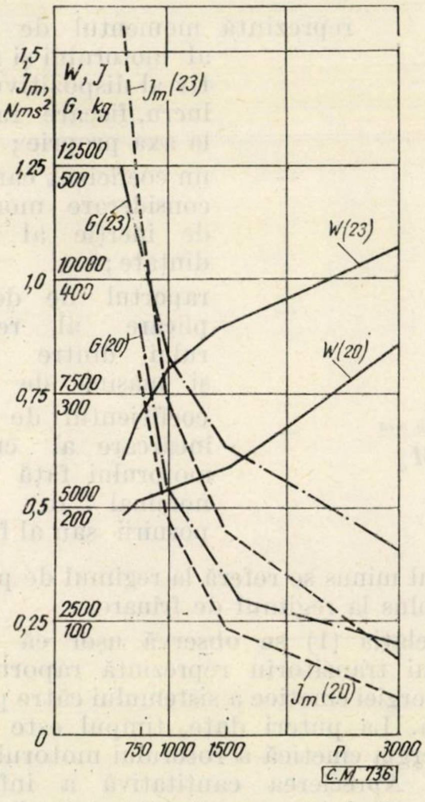


Fig. 1. Dependența de turație a energiei cinetice a rotorului W, a greutății G și a momentului de inerție J_m pentru motorul de 23 kW (rotorul bobinat) și motorul de 20 kW (rotorul în scurtcircuit).

Uneori pentru calcule orientative se folosește forma simplificată a expresiei (2), considerîndu-se M_l foarte mic sau chiar egal cu zero, astfel încît se obține:

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{J_l}{\delta J_m}}. \quad (3)$$

Prin înlocuirea lui i_{opt} în (1) se obține accelerația maximă:

$$\left(\frac{d\omega}{dt}\right)_{max} = \frac{M_m}{2J_m\left[\frac{M_l}{M_m}+\sqrt{\left(\frac{M_l}{M_m}\right)^2+\frac{J_l}{\delta J_m}}\right]} = \frac{1}{2\left[\frac{M_l}{\left(\frac{M_m^2}{J_m}\right)}+\sqrt{\frac{M_l^2}{\left(\frac{M_m^2}{J_m}\right)^2}+\frac{J_l}{\left(\frac{M_m^2}{J_m}\right)}}\right]} = f\left(\frac{M_m}{\sqrt{J_m}}\right). \quad (4)$$

Din formula (4) reiese că, la mărimi date M_l și J_l, accelerația maximă la axul de lucru, atît la $M_l = 0$ cît și la $M_l \neq 0$, depinde exclusiv de raportul $\frac{M_m}{\sqrt{J_m}}$ și ea va fi cu atît mai mare cu cît acest raport va fi mai mare. Rezultă deci, drept criteriu pentru accelerația maximă, alegerea raportului de demultiplicare care determină maximul raportului $\frac{M_m}{\sqrt{J_m}}$.

Pentru aceleași tipuri de motoare asincrone cu rotorul bobinat (23 kW) și cu rotorul în scurtcircuit (20 kW), în figura 2 se arată dependența raportului $M_m/\sqrt{J_m}$ de turația nominală n_n.

Se observă și în acest caz că maximul raportului $M_m/\sqrt{J_m}$ are loc tot la turații scăzute, adică accelerația unghiulară maximă și deci și timpul minim de demaraj, după primul criteriu, se obțin la turații nominale identice.

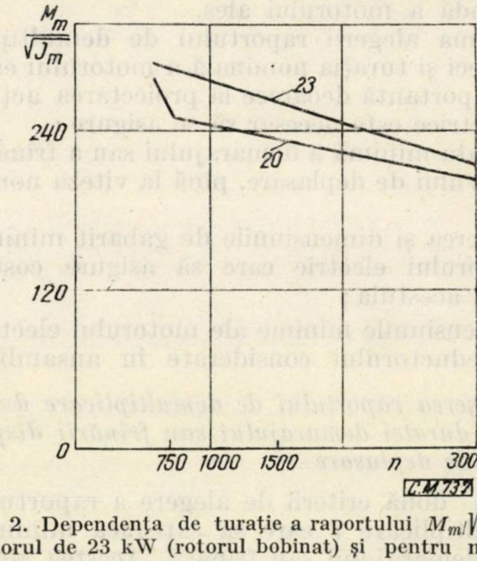


Fig. 2. Dependența de turație a raportului $M_m/\sqrt{J_m}$ pentru motorul de 23 kW (rotorul bobinat) și pentru motorul de 20 kW (rotorul în scurtcircuit).

2. *Alegerea raportului de demultiplicare după minimul greutății motorului de acționare*

Influența mare pe care o are motorul electric de acționare asupra costului părții electrice a mașinilor de ridicat a determinat analizarea mai atentă a alegerii motorului electric.

Costul motorului electric este determinat de cheltuielile materialelor active care, la rîndul lor, depind de dimensiunile mașinii. Puterea motorului poate fi exprimată cu relația:

$$P = C D^2 ln, \quad (5)$$

unde:

C este o constantă a mașinii;
D și l — diametrul și lungimea activă de oțel a rotorului;
n — turația nominală a motorului.

Expresia (5) arată că, la putere dată, mărirea turaţiei nominale a motorului permite să se micşoreze dimensiunile maşinii, să scadă greutatea ei şi să se micşoreze costul.

La maşinile de ridicat, motorul electric funcţionează în condiţii grele cu porniri şi frînări repetate. Pentru motoarele electrice care acţionează dispozitivele de ridicare a sarcinilor, puterea motorului se alege din condiţia încălzirii motorului, în timp ce pentru acţionarea căruciorului sau podului, motorul se alege după capacitatea de supraîncărcare (suprasarcină).

Pentru aceste două cazuri, considerîndu-se graficul trapezoidal al vitezei unghiulare a tobei sau al roţilor de rulare, cum se vede în figura 3, se obţine [10] condiţia minimului cuplului (puterea fiind considerată constantă), care determină minimul dimensiunilor de gabarit ale motorului.

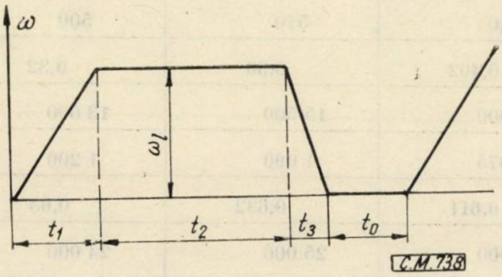


Fig. 3. Graficul trapezoidal al vitezei unghiulare ω, corespunzător unui ciclu de funcţionare.

Din condiţia încălzirii, determinarea cuplului echivalent în timpul unui ciclu de lucru se face scriind ecuaţia:

$$M_e^2 i^2 T_e = (J_l \alpha_1 + M_l)^2 t_1 + M_e^2 t_2 + (J_l \alpha_3 - M_l)^2 t_3, \quad (6)$$

unde:

α_1 şi α_2 sînt acceleraţiile unghiulare la pornire şi frînare (acceleraţia medie $\alpha_{med} = \dfrac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$);

t_1, t_2 şi t_3 — duratele de timp corespunzătoare graficului din figura 3 (timpii t_1 şi t_3 se determină din expresia vitezei unghiulare de lucru $\omega_l = \alpha_1 t_1 = \alpha_3 t_3$);

T_e — timpul echivalent al mişcării, determinat de considerarea înrăutăţirii răcirii în procesul de pornire şi frînare;

M_e — cuplul echivalent al motorului.

Momentul de inerţie rezultant, raportat la axa tobei, obţinut din condiţia minimului cuplului nominal [10], este dat de relaţia:

$$J_{rez} = J_l + M_l \sqrt{\frac{T_e}{2\, \alpha_{med}\, \omega_l}}. \quad (7)$$

Dacă motorul se alege după capacitatea de supraîncărcare şi cuplul cel mai mare se cere la demarare, se obţine ecuaţia:

$$M_n\, i\, \lambda = J_m\, i^2\, \alpha + J_l\, \alpha + M_l, \quad (8)$$

unde:

α este acceleraţia unghiulară a tobei la demaraj;

λ — coeficientul de supraîncărcare al motorului faţă de regimul nominal.

Din condiţia minimului cuplului nominal se obţine expresia momentului de inerţie rezultant:

$$J_{rez} = 2\, J_l + \frac{M_l}{\alpha}. \quad (9)$$

La proiectarea acţionării cu cele mai mici dimensiuni ale motorului este necesar să se aleagă raportul de demultiplicare ce corespunde cuplului nominal minim, adică raportul care să satisfacă relaţiile (7) sau (9).

În multe cazuri, minimul cuplului se obţine la valori ale lui i care corespund unei turaţii mari a motorului, care nu se găseşte în seria dată a motoarelor. Urmează atunci să se aleagă motorul care corespunde turaţiei nominale maxime a seriei date.

La mărimi M_l şi ω_l cunoscute, pentru obţinerea puterii nominale minime este necesară, dimpotrivă, alegerea motorului cu turaţia nominală minimă a seriei date. Aceeaşi concluzie este valabilă şi în cazul alegerii motorului care să determine consumul de energie electrică minim pe durata unui ciclu de funcţionare.

3. *Alegerea raportului de demultiplicare după minimul greutăţii motorului de acţionare şi al reductorului*

S-a arătat mai sus că criteriul minimului greutăţii motorului electric impune motoare cu turaţii ridicate. Tobele sau roţile de rulare cer dimpotrivă turaţii scăzute, de aceea între ele trebuie să se intercaleze un reductor cu raport mare de demultiplicare.

În acest caz este necesară construcţia unui reductor cu un număr mare de trepte, a cărui greutate poate întrece mult greutatea motorului.

Plecînd de la cuplul rezistent $M_{r\,ax}$ de la axa tobei sau a roţii de rulare, indiferent de raportul de demultiplicare, teoretic prima roată are aceleaşi dimensiuni.

Numărul roţilor şi dimensiunile de gabarit ale celorlalte roţi depind de raportul de demultiplicare i, astfel că greutatea, dimensiunile de

Tabela 1

P_m,kW	23	23	23	23	23
$n_m, \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	3 000	1 500	1 000	750	600
M_{mm}, kgf	7,5	15	22,5	30	37,5
$n_{ax} \frac{\text{rot}}{\text{min}}$	11,45	11,45	11,45	11,45	11,45
$M_{r\,ax}$, m kgf	1 120	1 120	1 120	1 120	1 120
$i = \frac{n_m}{n_{aax}}$	262	131	87,4	65,6	52,5
G_m, kgf	245	340	435	520	700
$V_{g,m}$, m³	0,125	0,170	0,209	0,272	0,31
Q, lei	4 700	6 100	7 500	9 500	11 100
G_r, kgf	1 170	750	640	570	500
$V_{g,r}$, m³	1,22	0,75	0,402	0,36	0,32
Q, lei	34 000	22 000	17 000	15 500	13 000
G_{tot}, kgf	1 415	1 090	1 075	1 090	1 200
V_{tot} m³	1,345	0,92	0,611	0,632	0,63
Q_{tot}, lei	38 700	28 100	24 500	25 000	24 000

gabarit şi costul reductorului cresc cu creşterea raportului de demultiplicare i, în timp ce greutatea, dimensiunile de gabarit şi costul motorului electric scad cu creşterea raportului de demultiplicare i.

Pentru o macara al cărei motor de acţionare impune o putere de 23 kW se dau cîteva date comparative referitoare la motorul electric şi reductorul cuplat cu acesta, în cazul în care turaţia nominală n_n este cuprinsă între valorile 600 şi 3000 $\frac{\text{rot}}{\text{min}}$ (tab. 1).

Se observă din compararea celor cinci variante că, întrucît greutatea şi mai ales costul reductoarelor sînt mult mai mari ca cele ale motorului electric la rapoarte de demultiplicare i mari, soluţia cea mai avantajoasă rămîne evident aceea care determină valorile minime ale lui i şi deci turaţii mici ale motorului electric.

În condiţii grele de funcţionare a macaralelor (turnătorii cu mult praf) este necesară schimbarea roţilor dinţate chiar de două ori pe an, în timp ce motoarele electrice bine protejate de relee de suprasarcină pot funcţiona fără reparaţii un număr îndelungat de ani.

Dimensiunile de gabarit ale reductoarelor cu raport mare de demultiplicare fiind mult mai mari ca ale motorului, la aceste valori mari ale lui i volumul ocupat de motor şi reductor este mai mare ca în cazul valorilor mici ale lui i. Astfel dimensiunile şi greutatea căruciorului şi chiar ale podului cresc datorită dimensiunilor de gabarit sporite ale motorului şi reductorului la valori mari ale lui i.

Alegerea raportului de demultiplicare, după minimul greutăţii ansamblului motor şi reductor, determină valori reduse ale turaţiei motorului, la fel ca în cazul alegerii raportului de demultiplicare după criteriile minimului timpului de demaraj sau al minimului energiei electrice consumate după un ciclu.

4. *Concluzii*

Alegerea raportului de demultiplicare al reductoarelor maşinilor de ridicat se poate face după următoarele criterii :

a) minimul duratei de demaraj ;
b) minimul greutăţii motorului electric ;
c) minimul consumului de energie electrică ;
d) minimul greutăţii ansamblului motorul electric — reductor.

În funcţie de condiţiile de funcţionare ale maşinilor de ridicat, alegerea raportului de demultiplicare se face după unul dintre aceste criterii, nici unul dintre criteriile menţionate neputînd fi considerat absolut.

Din conţinutul lucrării se desprinde ideea alegerii raportului i care să satisfacă un număr mai mare de criterii.

Întrucît este foarte anevoios să se tragă concluzii sigure din analiza unor grafice, soluţia cea mai sigură pentru proiectanţi rămîne compararea variantelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spivakovskii, A. O., Rudenko, N. F.* Maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, Editura tehnică, 1953.

[2] *Segal, H.* Maşini de ridicat şi transportat. Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

[3] *Rudenko, N. F., Alexandrov, M. P., Lisiakov, A. G.* Kursovoe proiektirovanie gruzopodiemîh maşin. Moscova, Maşghiz, 1963.

[4] *Cernavskii, S. A.* Proiektirovanie mehaniceskih peredaci, Moscova, Maşghiz, 1963.

[5] *Andreev, V. P., Sabinin, Iu. A.* Osnovî elektroprivoda, izd. vtoroe, Moscova, Gosenergoizdat, 1963.

[6] *Urnov, K. V.* Elektroprivod poligraficeskih maşin. Moscova, Gizleprom, 1955.

[7] *Ernst, H.* Die Hebezeuge. Braunschweig. Vieweg, 1959.

[8] *Chestnut, H., Mayer, R.* Servomechanisms and regulating system design. New-York, Wiley, 1951.

[9] *Heiller, L. B.* Optimalnîe peredatocinoe cislo i moşcinosti dvigatelia. In: Elektricestvo, nr. 12, 1955.

[10] *Ilin, O.* O vîbore peredatocinovo cisla reduktora elektroprivoda pri zadannom grafike dvijenia mehanizma. In: Elektricestvo, nr. 10, 1953.

[11] *Goraiko, F. A., Korniuşin, L. V.* Voprosî vîbora peredatocinovo cislareduktora dlia elektroprivodov podiomno-transportnîh mehanismov. In: Trudî naucino tehniceskoi sesii po electroprivodu podiomno-transportnîh mehanizmov. Gosenergoizdat, 1955.

[12] *Popov, D. A.* O vîbore peredatocinovo cisla reduktora i parametrî elektriskovo dvigatelia. In: Elektricestvo, nr. 7, 1961.

[13] *Rosenberg, V. A.* Vîbor dvigatelia i peredatocinovo otnosenia reduktora dlia bîstrodeistvuiuşcih ispolinitelinîh mehanismov slujaşcih dlia otrabativania nebolişih peremeşcenii. In: Elektromehanika, nr. 12, 1958.

CZ 621.882.082.6 : 681.2

Influenţa efortului de măsurare asupra preciziei de măsurare a diametrului mediu al filetelor cilindrice în construcţiile de mecanică fină

Ing. Ulm SPINEANU — Uzina de mecanică fină — Bucureşti

Controlul dimensional al diferitelor organe de maşini de precizie, filetate (la construirea de maşini, în general, şi, în particular, la construirea de aparate de precizie), se face fie cu ajutorul instrumentelor universale de măsurat — pasametrul, micrometrul (cu sau fără pîrghie), aparatul universal de măsurat tip Abbe etc. — echipate, în mod corespunzător pentru măsurare, fie cu ajutorul calibrelor, avantajele acestora în fabricaţia de serie sau de masă fiind cunoscute.

Metoda sîrmuliţelor (rolelor) calibrate pentru măsurarea diametrului mediu, este o metodă de măsurare cu o precizie ridicată, determinarea diametrului (d_2) făcîndu-se prin intermediul cotei (C_{si}) măsurată peste sîrmuliţe (fig. 1).

Eroarea de măsurare a diametrului mediu (interior sau exterior), determinată de mărimea efortului de măsurare, apare ca o consecinţă a deformărilor elastice reciproce ale elementelor ce alcătuiesc sistemul în măsurare [1], îmbrăcînd aspectul unei striviri între fiecare sîrmuliţă (bilă de măsurare) şi flancurile filetului (fig. 2). În unele cazuri, deformările elastice pot ajunge la o valoare de acelaşi ordin ca şi toleranţa de execuţie a diametrului mediu al filetului.

Este uşor de înţeles, că dacă nu se iau precauţii pentru aplicarea sîrmuliţelor (rolelor) cu un efort de măsurare corespunzător, măsurarea diametrului se va face cu erori în minus. Experienţa a arătat [3], [4], că aproximativ jumătate din această eroare se poate elimina dacă, mai întîi, se face o măsurare comparativă pe un tampon lis de mărime cunoscută, măsurîndu-se şi sîrmuliţele.

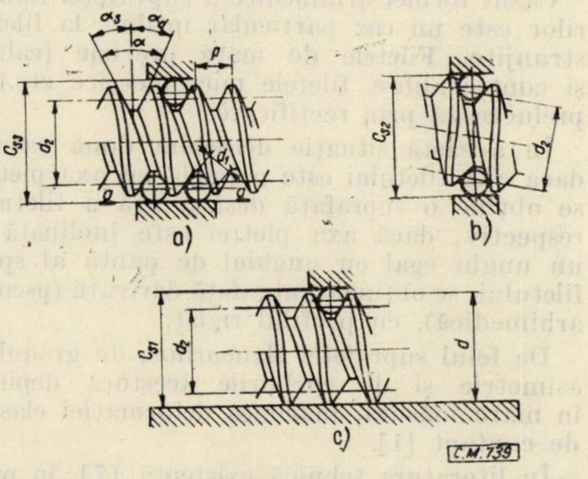


Fig. 1. Măsurarea diametrului mediu al filetelor cilindrice exterioare prin metoda sîrmuliţelor (rolelor) calibrate: *a* — garnitură cu trei sîrme; *b* — garnitură cu două sîrme c — garnitură cu o singură sîrmă.

Totuşi s-a constatat că, chiar cu această precauţie, pentru măsurarea filetelor cu diametre pînă la circa 10—15 mm, eroarea de măsurare, datorită deformării elastice prin contact, variază între 3 şi 5μm (valorile mici ale deformaţiei corespunzătoare diametrelor mai mari), măsurarea făcîndu-se cu metodele şi aparatura cunoscută (ultraoptimetrul cu proiecţie, maşina de măsurat lungimi, trioptic C.S.I.P.. etc).

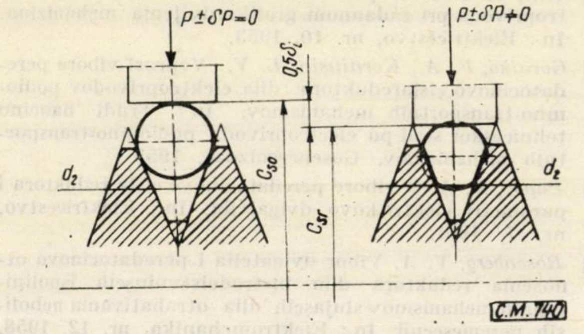


Fig. 2. Deformarea sîrmuliţei (rolei) în timpul măsurării: $P \pm \delta P$ – efortul de măsurare, kgf; δ_i – deformaţia elastică de contact; C_{so} – cota ideală peste sîrme; C_{sr} – cota reală peste sîrme.

Este de dorit să se menţină corecţiile compresiunii elastice cît mai mici posibil, în special la filetele de precizie cu diametre medii mici ($d \leqslant 15$ mm) pentru care toleranţa este ea însăşi foarte mică.

Cunoscînd relaţiile din lucrările [1] şi [2], interesează determinarea unei relaţii generale pentru calcularea deformaţiei elastice de contact, aplicabilă ori cărui tip de filet.

Se consideră (în general) suprafaţa flancurilor filetului ca o suprafaţă arhimedică, adică, în secţiune axială acestea se caracterizează, printr-un profil riglat, profilul în secţiune frontală fiind trasat după o spirală arhimedică închisă.

Cazul formei arhimedice a suprafeţei flancurilor este un caz particular întîlnit la filetele strunjite. Filetele de mare precizie (calibre şi contracalibre, filetele micrometrice etc.) se prelucrează prin rectificare.

În această situaţie deosebim două cazuri: dacă axa filetului este paralelă cu axa pietrei, se obţine o suprafaţă desfăşurată a filetului, respectiv, dacă axa pietrei este înclinată cu un unghi egal cu unghiul de pantă al spirei filetului, se obţine o suprafaţă derivată (pseudoarhimedică), cu profilul riglat.

De felul suprafeţei flancurilor, de gradul de asimetrie şi de curburile acestora depinde, în mare măsură, mărimea deformaţiei elastice de contact [1].

În literatura tehnică existentă [7], în prospectele şi recomandările diverselor firme producătoare [8], se menţionează corecţiile de deformaţie numai pentru anumite tipuri de filete (simetrice), corecţii determinate pe baza unor relaţii experimentale.

Pentru determinarea deformaţiilor elastice trebuie considerată ecuaţia generală a flancurilor filetului, suprafeţele arhimedice, pseudospirale şi desfăşurate reprezentînd cazuri particulare ale ecuaţiei generale.

O suprafaţă elicoidală cilindrică cu pasul constant poate fi generată de o curbă Γ sau de o suprafaţă Σ, care înfăşoară, într-o mişcare elicoidală determinată faţă de axa O_1Z_1, o suprafaţă cilindrică de bază avînd parametrul mişcării elicoidale $h = \text{const}$ (fig. 3).

Parametrul: $h = \dfrac{\Delta Z}{\Delta\varphi} = \dfrac{p}{2\pi}$, defineşte translaţia unghiulară de-a lungul axei (O_1Z_1), pasul (p) fiind translaţia (ΔZ) corespunzătoare unei rotiri $\Delta\varphi = 2\pi$ radiani.

În cazul generării cu ajutorul unei suprafeţe Σ cele două suprafeţe sînt tangente în timpul generării de-a lungul unei curbe caracteristice Γ, considerată nedeformabilă şi ataşată suprafeţei Σ.

În ambele variante considerînd sensul de rotaţie indicat, dacă h este pozitiv, suprafaţa elicoidală obţinută este dreapta, iar dacă h este negativ, suprafaţa elicoidală este stînga.

Orice curbă Γ_x sau suprafaţă Σ_x (fig. 3) aparţinînd suprafeţei elicoidale poate fi generatoarea ei. Se iau în considerare curbele obţinute prin secţiuni plane, conţinînd normala: $\overline{n} \perp \overline{O_1Z_1}$.

Suprafaţa Σ_x poate fi o suprafaţă de revoluţie formată de infinitatea dreptelor tangente suprafeţei elicoidale, paralele cu o direcţie dată.

Generarea poate fi realizată: sau imprimînd suprafeţei generate o mişcare elicoidală de parametru h, menţinînd fix parametrul generator, sau rotind-o în jurul axei sale şi deplasînd elementul generator în lungul aceleiaşi axe, astfel ca $\dfrac{\Delta Z_1}{\Delta\varphi} = h$.

Pentru determinarea ecuaţiei analitice a suprafeţei elicoidale a flancurilor prin generarea cu o suprafaţă Σ_x, se exprimă vectorul de poziţie al unui punct curent M în sistemul $X_0\ Y_0\ Z_0$ mobil, în funcţie de parametrii u, μ, coordonatele polare ale suprafeţei generatoare (fig. 3).

$$\overline{O_0M} = \overline{O_0M}\ (\mathrm{u},\ \mu), \tag{1}$$

căreia îi corespund ecuaţiile scalare:

$$X_0 = f_1\ (u,\ \mu),\ Y_0 = f_2\ (u,\ \mu),\ Z_0 = f_3\ (u,\ \mu). \tag{2}$$

La mişcarea elicoidală a sistemului $X_0Y_0Z_0$, ecuaţia vectorială a suprafeţei raportată sistemului $X_1Y_1Z_1$, va fi:

$$\overline{O_1M}\ (u,\ \mu,\ \varphi) = \overline{\mathrm{O_1O_0}}\ (\varphi) + \overline{\mathrm{O_0}M}\ (u,\ \mu,\ \varphi); \tag{3}$$

Acestei ecuații vectoriale îi corespund ecuațiile scalare (fig. 3):

$$\left|\begin{aligned} X_1 &= X_0\cos\varphi - Y_0\sin\varphi = f_1(u,\mu)\cos\varphi - \\ &\quad - f_2(u,\mu)\sin\varphi, \\ Y_1 &= Y_0\cos\varphi + X_0\sin\varphi = f_2(u,\mu)\cos\varphi + \\ &\quad + f_1(u,\mu)\sin\varphi, \\ Z_1 &= Z_0 + h\varphi = f_3(u,\mu) + h\varphi. \end{aligned}\right. \qquad (4)$$

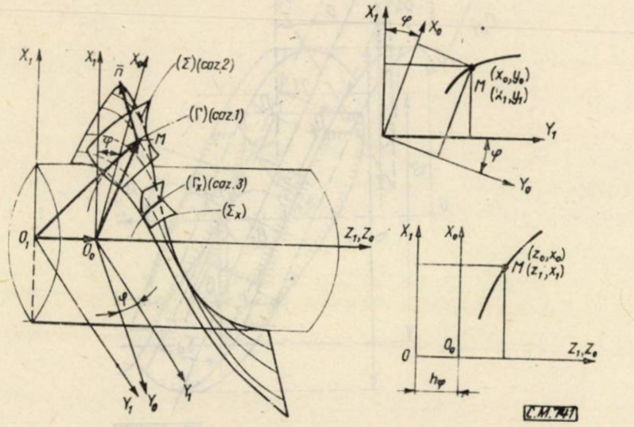


Fig. 3. Generarea suprafeței flancurilor filetului. Legătura sistemelor de coordonate:
caz 1: generarea cu ajutorul unei curbe oarecare (Γ) 2—3: generarea cu ajutorul unei suprafețe oarecare $\Sigma \ldots \Sigma_x$.

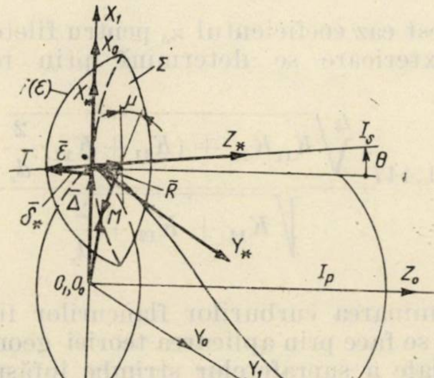


Fig. 4. Determinarea ecuației suprafeței flancurilor filetului.

Pentru determinarea ecuației analitice a suprafeței flancurilor, se consideră că aceasta reprezintă înfășurătoarea pozițiilor succesive de generare a suprafețelor conice, care execută o mișcare de rototranslație (cu parametrii menționați) în jurul axei O_1Z_1, considerată axa suprafeței filetate. (Această ipoteză este adevărată ținînd seamă că suprafețele elicoidale admit drept conjugate de generare suprafețe conice sau cilindrice, ale căror axe ocupă poziții determinate față de axa filetului). În acest caz ecuațiile parametrice ale flancurilor prelucrate în sistemul $X_1Y_1Z_1$ (fig. 4), se deduc din ecuația vectorială a poziției punctului curent generat M în sistemul $X_0Y_0Z_0$:

$$\overline{O_0M} = \overline{\Delta} + \overline{\delta_*} + \overline{\varepsilon} + \overline{R}, \qquad (5)$$

pentru care $R = f(\varepsilon)$ definește curba meridiană a suprafeței Σ pentru un punct M. (Σ: suprafață de revoluție generalizînd suprafața de așchiere a unei freze, pietre de rectificare etc., presupusă legată de sistemul $X_0Y_0Z_0$ mobil, la origine coincizînd cu sistemul $X_1Y_1Z_1$ și a cărei axă O_0Z_0 alunecă pe O_1Z_1).

Punctul T de intersecție a curbei meridiane cu axa I_s este la cota δ_* de O_0X_0. Ecuațiile scalare ale ecuației vectoriale (5) sînt:

$$\begin{aligned} X_0 &= \Delta - X_*, \\ Y_0 &= Y_*\cos\theta - Z_*\sin\theta, \\ Z_0 &= Y_*\sin\theta + Z_*\cos\theta, \end{aligned} \qquad (6)$$

pentru care coordonatele punctului curent al suprafeții Σ față de sistemul auxiliar $(X_*Y_*Z_*)_\Sigma$ sînt: $X_* = -f(\varepsilon)\cos\mu$; $Y_* = -f(\varepsilon)\sin\mu$; $Z_* = \varepsilon - \delta_*$.

Ținînd seamă de relațiile (4) și (6), se obține ecuația parametrică a suprafeței flancurilor filetului:

$$\left|\begin{aligned} X_1 &= (\Delta - u\cos\mu)\cos\varphi + [u\sin\mu\cos\theta + \\ &\quad + (R_0 - u)\,\mathrm{tg}\,\alpha_0\sin\theta]\sin\varphi, \\ Y_1 &= (\Delta - u\cos\mu)\sin\varphi - [u\sin\mu\cos\theta + \\ &\quad + (R_0 - u)\,\mathrm{tg}\,\alpha_0\sin\theta]\cos\varphi, \\ Z_1 &= h\varphi + [(R_0 - u)\,\mathrm{tg}\,\alpha_0\cos\theta - \\ &\quad - u\sin\mu\sin\theta]; \end{aligned}\right. \qquad (7)$$

pentru care:

Δ este distanța dintre planele care conțin axa filetului, respectiv axa conicei generatoare;
R_0 — raza uneltei conice ascuțite;
φ — unghiul de rotație al axei uneltei conice în jurul axei filetului;
θ — unghiul format de axele filetului și a uneltei așchietoare;
α_0 — unghiul de ascuțire la profil al uneltei $\left[\mathrm{tg}\,\alpha_0 = \dfrac{\varepsilon - \delta_*}{R_0 - u}\right]$;
$u = \mathrm{f}(\varepsilon)$, μ — coordonatele polare ale punctului generator M.

Pentru determinarea ecuației de dependență a parametrilor u, μ corespunzătoare curbei caracteristice se exprimă analitic relația:

$$\overline{n}_0 \cdot \overline{V}_0 = 0, \qquad (8)$$

în care:

$\overline{n}_0$ este vectorul normal la suprafața Σ, și
$\overline{V}_0$ — vectorul vitezei relative de generare, care pentru orice punct al caracteristicii generatoare trebuie să fie conținut într-un plan comun tangent.

Ecuaţia scalară corespunzătoare este :

$$X_0\frac{D(Z_0, X_0)}{D(u, \mu)} + h\frac{D(X_0, Y_0)}{D(u, \mu)} - Y_0\frac{D(Y_0, Z_0)}{D(u, \mu)} = 0. \tag{9}$$

Ţinînd seamă de relaţiile (6) se poate exprima ecuaţia (9), determinînd parametrul μ sub forma trigonometrică :

$$\cos\mu = F(u), \text{ sau } \mu = \text{arc} \cos F(u) = G(u).$$

Suprafaţa formată în condiţiile impuse de ecuaţiile (7) cînd parametrii $\theta \neq 0°$ şi $\mu \neq 0°$ sau 180°, nu este o suprafaţă riglată, însă are caracteristici apropiate de aceasta (dacă $\theta = \gamma$, se obţine suprafaţa derivată a suprafeţei generatoare).

Dacă în ecuaţiile parametrice (7) se consideră :

a) $\mu = 0°$ sau 180°, se obţine ecuaţia familiei de drepte care formează o suprafaţă elicoidală riglată închisă, denumită elicoid arhimedic pseudospiral, pentru care termenul $\Delta - u \cos\mu$ devine rază curentă a suprafeţei filet în punctul M generat ;

b) $\theta = \gamma$ (γ: unghiul de înclinare al elicei) şi dacă $\mu = 0°$ sau 180°, se generează un elicoid arhimedic pseudospiral prin strunjire, muchia de aşchiere a cuţitului aparţinînd unui plan perpendicular pe planul flancurilor filetului ;

c) $\theta = 0°$ sau 180° şi dacă $\mu = 0°$ sau 180°, se generează un elicoid arhimedic prin strunjire, planul de aşezare al cuţitului trecînd prin axa filetului ;

d) $\theta = 0°$ sau 180°, generarea se face cu o suprafaţă de revoluţie cu generatoarea rectilinie (freză conică-disc, piatră de rectificare-disc etc.) avînd axa de rotaţie proprie într-un plan paralel cu axa filetului, obţinîndu-se o suprafaţă desfăşurată (elicoid evolventic).

Se precizează că natura tipului de elicoid generat este descrisă de secţiunea frontală a acestuia.

Pentru determinarea deformaţiilor de contact se vor folosi relaţiile şi concluziile din lucrarea [1], în care :

K_{11}, K_{12} reprezintă curburile principale ale flancului filetului ;

K_{21}, K_{22} — curburile principale ale suprafeţei sîrmuliţei (rolei) de măsurare (fig. 5).

Parametrul curburilor Ω [1], pentru determinarea coeficientului analitic de deformabilitate $\varkappa_\delta$ este :

$$\Omega = \frac{\sqrt{(K_{11} - K_{12})^2 + \frac{4}{d_s}(K_{11} + K_{12}) + \left(\frac{2}{d_s}\right)^2},}{K_{11} + K_{12} + \frac{2}{d_s}}, \tag{10}$$

pentru care :

$$\cos 2\omega = -\frac{K_{11} + K_{12}}{K_{11} - K_{12}}\,;\ K_{21} = \frac{2}{d_s} \text{ şi } K\,2_2 = 0.$$

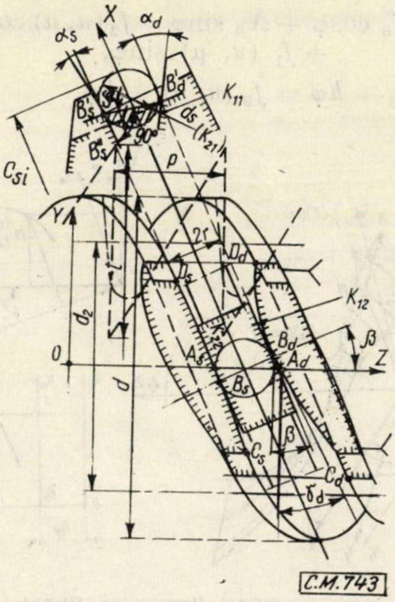


Fig. 5. Elemente geometrice şi curburi ale sistemului în contact de măsurare :
β – unghiul de aşezare al sîrmuliţei de măsurare ;
γ_i – unghiul de inclinare al flancului considerat ;
ξ – semidiferenţa unghiurilor profilului.

În acest caz coeficientul $\varkappa_\delta$ pentru filete cilindrice exterioare se determină prin relaţia :

$$\varkappa_\delta = 1{,}447\,\frac{\sqrt[4]{K_{11}K_{12} + (K_{11} + K_{12})\frac{2}{d_s}}}{\sqrt{K_{11} + K_{12} + \frac{2}{d_s}}}. \tag{11}$$

Determinarea curburilor flancurilor filetului K_{11}, K_{12} se face prin aplicarea teoriei geometriei diferenţiale a suprafeţelor strîmbe înfăşurabile pe o suprafaţă de revoluţie, pentru ecuaţiile (7), rezolvînd sistemul ecuaţiilor curburilor medii H_0 şi totale (Gaussiene) K_0 :

$$K_{11} = \frac{\sin\alpha_0}{\left(\frac{d_2}{2}\right)}\cdot\cos^3\theta\,;$$

$$K_{12} = \frac{\sin\alpha_0}{\left(\frac{d_2}{2}\right)}\cdot\left(\frac{\text{tg}\,c\,\theta}{\sin\alpha_s}\right)^2\cos^3\theta. \tag{12}$$

În care : d_2 este diametrul mediu, determinat prin condiţii standardizate ; c — coeficient de prelucrare finală ; pentru rectificarea de precizie (în cazul uzual $\theta = \gamma$) $c = 1$; pentru strunjire, frezare etc., $c = 0$.

În relaţia (12) se poate observa dependenţa curburilor de unghiul θ (definit mai sus) şi unghiul principal de aşezare α_s. Pentru $\theta = \gamma$, raportul curburilor în planele principale este constant.

În cazul filetelor riglate, curbura gaussiană $K_0 = 0$. Pentru filetele generalizate, cu flancurile neriglate $K_0 > 0$ (suprafaţa bombată în exterior).

Deformaţia elastică de contact totală este determinată prin suma deformaţiilor de contact dintre sîrmuliţe (role), flancurile filetului şi vîrfurile plane de măsurare.

În figura 6 s-a reprezentat una dintre situaţiile de aşezare cele mai frecvente pentru măsurarea calibrelor filet (sau a altor piese filetate exterior) prin metoda celor trei sîrmuliţe (role) calibrate.

Se poate observa repartizarea efortului de măsurare pe suprafaţa de aşezare pe palpatorul fix a celor două sîrmuliţe (role) de măsurare (fig. 1a).

Pentru schema de măsurare reprezentată în figura 6, la determinarea deformaţiei de contact se ţine seamă, în plus, de greutatea piesei filetate (schema de măsurare specifică aparatelor de tipul: optimetrului vertical cu proiecţie, aparat universal de măsurat lungimi tip Abbe, ortotest etc.).

În situaţia în care măsurarea se execută cu optimetrul orizontal, aparat tip Abbe orizontal, maşină universală de măsurat lungimi, micrometru cu pîrghie, pasametru etc., greutatea piesei filetate nu mai influenţează mărimea diametrului mediu (d_2) (fig. 7):

Considerînd cazul general al filetelor nesimetrice, aplicînd relaţia generală a deformaţiei elastice [1], folosind relaţiile standardizate dintre elementele filetului (fig. 5) şi ţinînd seamă de aşezarea sîrmuliţei (rolei) de măsurare în planul spirei pe care se face măsurarea, deformaţia de contact se exprimă prin relaţia:

$$\delta_3 = \frac{1.780\ K_1 \sqrt[3]{P^2} \cdot [1 + 0{,}63 \sqrt[3]{(1+K)^2}]}{\sqrt[3]{E_k{}^2} \cdot \sqrt[12]{d_s} \cdot \sqrt[4]{d_2}} \cdot$$

$$\cdot \frac{\left[1 + \left(\frac{\operatorname{tg}\ c\theta}{2\sin\alpha_s}\right)^2\right] \sin^{\frac{1}{4}} \alpha_s \cdot \cos^{\frac{5}{3}} \alpha_d + \sin^{\frac{1}{4}} \alpha_d \cdot \cos^{\frac{5}{3}} \alpha_s}{\sin^{\frac{5}{3}} \alpha \cdot \cos\gamma}\ \mu\text{m}, \qquad (13)$$

în care:

$K = \dfrac{G_{piesă}}{P + \delta P}$ este coeficientul de încărcare (specific metodei de măsurare reprezentată în fig. 6);

α_s, α_d — unghiurile subîntinse de laturile corespunzătoare ale profilului;

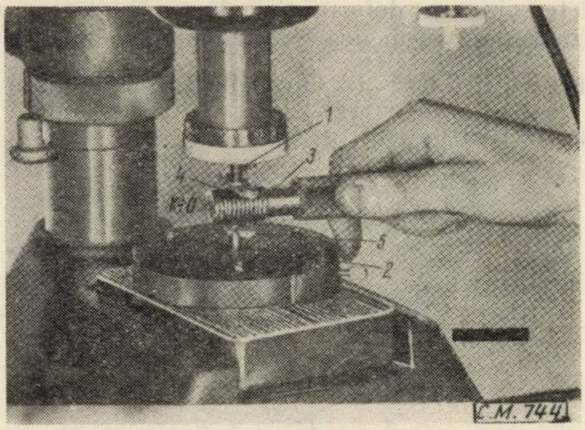


Fig. 6. Măsurarea diametrului mediu cu aparatul de măsurat lungimi tip Abbe vertical:
1 – palpator mobil; *2* – palpator fix; *3* – calibru filet; *4* – sîrmuliţă de măsurare; *5* – sîrmuliţe de aşezare.

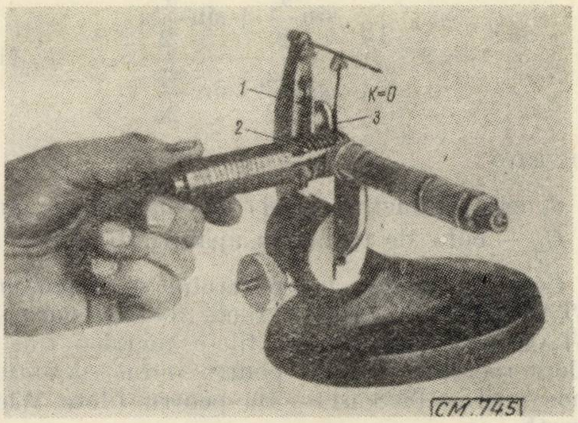


Fig. 7. Măsurarea diametrului mediu cu ajutorul micrometrului:
1 – sîrmuliţe de aşezare; *2* – calibru filet; *3* – sîrmuliţă de măsurare.

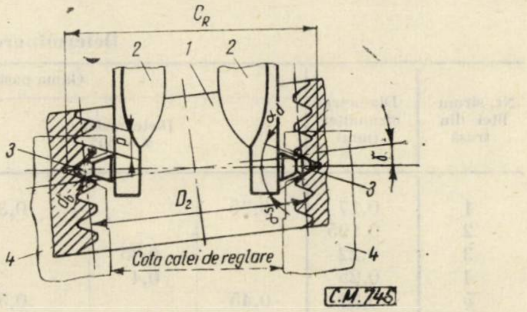


Fig. 8. Măsurarea diametrului mediu al filetelor interioare:
1 – calibru inel; *2* – braţe suport de măsurare; *3* – sfere (bile) de măsurare; *4* – calibre cu crestături pentru reglaj.

K_1 — coeficientul frecării (se ţine seamă de influenţa frecării dintre flancurile filetului şi sîrmuliţele de măsurare asupra mărimii deformaţiei de contact; ceilalţi termeni au semnificaţia cunoscută).

În cazul verificării filetelor cilindrice interioare (fig. 8) (calibre inel, filiere etc.) pentru determinarea deformaţiei de contact se utilizează, de asemenea, relaţia menţionată [1] în care $K_{21} = K_{22} = \frac{2}{d_b}$, curburile K_{11}, K_{12} luîndu-se ca în relaţia (12), şi $\varkappa_\delta \simeq 1$:

$$\delta_b = 3\,145\, K_1 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{P}{E_k \cdot d_b}\right)^2} \cdot \frac{K_2^* \left(\cos^{\frac{5}{3}} \alpha_s + \cos^{\frac{5}{3}} \alpha_d\right)}{\sin^{\frac{5}{3}} \alpha \cdot \cos^{\frac{5}{3}} \gamma}, \ \mu\text{m}. \qquad (14)$$

$$K_2^* = \frac{C_R - \varepsilon_b \cdot d_b}{\sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 + (C_R - \varepsilon_b\, d_b)^2}};$$

$$\varepsilon_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sin\frac{\alpha_s}{2} + \sin\frac{\alpha_d}{2}}{\sin\frac{\alpha_s}{2} \cdot \sin\frac{\alpha_d}{2}}; \qquad (15)$$

în care:

d_b este diametrul sferei de măsurare, mm;
C_R — cota de reglare a aparatului, mm.

Cota de reglare a aparatului se ia conform STAS 510—61, pentru filete metrice normale, STAS 511—62, pentru filete metrice fine şi filete metrice speciale pentru industria opticomecanică, STAS 611—49, pentru filete Whitworth.

În relaţiile (13) şi (14) s-a considerat valoarea coeficientului lui Poisson $\mu = 0{,}30$, valoare medie adoptabilă pentru materiale feroase şi neferoase. Relaţiile exprimă mărimea deformaţiilor de contact în funcţie de modulul de elasticitate echivalent E_k (kgfmm^{-2}).

În timpul măsurărilor s-a putut observa influenţa frecărilor uscate şi vîscoase dintre flanc şi sîrmuliţă (respectiv sfera de măsurare), ţinîndu-se seamă de existenţa mişcării relative a acestora premergătoare echilibrului static de măsurare. Astfel, s-a determinat ca principală cauză a neconformităţii deformaţiilor calculate cu cele determinate experimental în însăşi frecarea existentă, raportul acestora fiind subunitar cu valoarea constantă pentru acelaşi unghi α de profil al filetului.

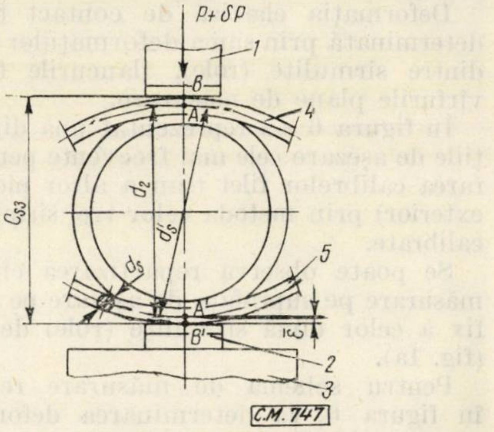


Fig. 9. Deformarea sîrmuliţei de măsurare pentru diametre $d_s \leqslant 1{,}1$ mm;

1–*2* – vîrfuri plane de măsurare; *3* – masa aparatului; *4* – sîrmuliţă de măsurare; *5* – sîrmuliţe de aşezare; *A, A'* – punctele de contact ale sîrmuliţelor cu filet;
B, B' – punctele de contact ale sîrmuliţelor cu vîrfurile de măsurare plane

Tabela 1

Determinarea valorii termenului: $\sqrt{d} = K_0 + K_4 d_s$

Nr. sîrmuliţei din trusă	Diametrul sîrmuliţei (mm)	Gama paşilor filetelor. . . pt. care se utilizează sîrmuliţa nr.							Valoarea constantei	
		filete metrice $\alpha = 60°$			filete Whitworth $\alpha = 55°$			filete trapezoidale $\alpha = 30°$	K_0	K_4
1	0,17	0,25		0,3					0,85	
2	0,195		—						0,85	
3	0,22		0,35						0,86	
4	0,25		0,4						0,877	
5	0,29	0,45		0,5					0,88	
6	0,335		0,6						0,877	
7	0,39		—						0,89	0,06
8	0,455	0,7	0,75	0,8					0,90	
9	0,53		0,9						0,91	
10	0,62		1			—			0,922	
11	0,725		1,25			1,270			0,93	
12	0,895		1,5		1,411		1,588	—	0,938	
13	1,1		1,75			1,814		2	0,938	
14	1,35		2		2,117		2,309	—	0,94	
15	1,65		2,5		2,540		2,822	3	0,95	
16	2,05	3		3,5	3,175		3,629	4	0,99	
17	2,55	4		4,5		4,233		5	1,00	
18	3,2	5		5,5	5,080		5,645	6	1,02	0,03
19	4		6		6,350		7,257	7 8	1,05	

Tabela 2

Valorile constantelor din relațiile (17), (18) pentru exprimarea mărimii deformațiilor de contact :

Tipul filetului și caracteristica semiprofilului	Valoarea constantei					
	Δ		Δ'	K_2		
				filete exterioare :		filete interioare
	filete exterioare	filete interioare		rectificate	nerectificate	
filet metric $\alpha_s = \alpha_d = 30°$	2.285	5.910	0,833	$\frac{1+0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}{1-0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}$	$\frac{1}{1-0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}$	$\frac{K_2^*}{\left[1-0,084\left(\frac{P}{D_2}\right)^2\right]}$
filet Whitworth $\alpha_s = \alpha_d = 27°30'$	2.620	6.620	0,778	$\frac{1+0,0589\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}{1-0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}$		
filet trapezoidal asimetric $\alpha_s = 3°, \alpha_d = 30°$	4.169	8.740	0,794	$\frac{1+0,1606\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}{1-0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}$		
filet trapezoidal $\alpha_s = \alpha_d = 15°$	4.736	9.965	0,758	$\frac{1+0,1866\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}{1-0,05\left(\frac{p}{d_2}\right)^2}$		

Datorită frecărilor, deformațiile de contact vor fi mai mici cu 6 % pentru filetele metrice normale și fine și filetele Whitworth, cu 10—11 %, pentru filetele asimetrice și cu $20 \div 21$ (22) %, pentru filetele trapezoidale, coeficientul de corecție K_1 rezultînd pentru :

— filete metrice normale și fine ($\alpha = 60°$) STAS 981—61, Whitworth ($\alpha = 55°$) STAS 611—49 și filete speciale pentru industria opticomecanică STAS 7826—67 : $K_1 = 0,94$;

— pentru filete asimetrice ($\alpha_s = 3°$, $\alpha_d = 30°$), STAS 2234—66 : $K_1 = 0,89$ —0,90 ;

— pentru filete trapezoidale ($\alpha = 30°$), STAS 2114—66 : $K_1 =$ 0,79—0,80.

Termenul $\sqrt[12]{d_s}$ din relația (13) se determină conform tabelei 1.

Pentru sîrmulițele de măsurare de diametru $d_s \leqslant 1,1$ mm, s-a putut observa în timpul măsurărilor deformarea acestora într-un plan perpendicular pe planul lor de așezare (fig. 9).

După cum se poate vedea în figură, pentru schemele de măsurare descrise în figurile 6 și 7, sîrmulițele (rolele) de măsurare au tendința obținerii curburii filetului în punctele de contact cu palpatoarele de măsurare sub influența efortului de măsurare, datorită așezării reale a acestora pe spira filetului în secțiunea în care se face măsurarea.

În acest caz, curburile sîrmuliței (rolei) de măsurare se pot considera :

$$K_{21} = \frac{2}{d_s} \text{ și } K_{22} = \frac{2 \sin \alpha}{d_2}. \qquad (12')$$

Săgeata de curbare $\bar{\varepsilon}$, în planul de așezare sau măsurare, devine, în acest sens, un indice al deformației de contact însăși.

Ecuația deformațiilor, în special pentru sîrmulițe cu diametrul $d_s \leqslant 1,1$ mm, are forma :

$$\delta_3' = 0,850 \frac{\sqrt[3]{P^2}}{\sqrt[5]{d_s^2}} \sqrt[6]{\frac{\sin \alpha}{d_2}}, \ \mu\text{m}. \qquad (16)$$

Ecuația deformației totale, ținînd seamă de relațiile (13) și (16), are forma :

$$\delta_{3_s} = K \cdot {}_2 \cdot K_3 \cdot \frac{\Delta \cdot \psi \cdot \sqrt[3]{P^2}}{\sqrt[3]{E_k^2} \cdot \sqrt[12]{d_s} \cdot \sqrt[4]{d_2}} + $$

$$+ \frac{\Delta' \cdot \sqrt[3]{P^2}}{\sqrt[5]{d_s^2} \cdot \sqrt[6]{d_2}}, \mu\text{m}. \qquad (17)$$

Relația deformației totale, pentru filete interioare nesimetrice (14) se poate scrie sub forma :

$$\delta_b = \Delta \cdot K_2 \sqrt[3]{\left(\frac{P}{E_k \cdot d_b}\right)^2}, \mu\text{m}. \qquad (18)$$

Tabela 3

Mărimea deformațiilor de contact (în μm) pentru piesa din oțel și sîrmulița (rolă) de măsurare din oțel călit (HRC = 58—64) conform relației (18) :

$K_M = 2{,}15$	Efortul de măsurare, gf	Diametrul sîrmuliței (rolei) de măsurare, mm																				
		0,17	0,195	0,22	0,25	0,29	0,335	0,39	0,455	0,53	0,62	0,725	0,895	1,10	1,35	1,65	2,05	2,55	3,20	4	5,05	6,35
Filete metrice normale și fine (STAS 981—61) Filete unificate ISO $\alpha = 60^\circ$	250	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1	1	1	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4
	320	1,6	1,5	1,5	1,3	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1	1	1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4
	400	1,9	1,8	1,7	1,6	1,6	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1	1,	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5
	500	2,2	2,1	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,6	1,5	1,4	1,4	1,2	1,1	1,1	1	0,9	0,9	0,8	0,7	0,7	0,6
	640	2,6	2,4	2,4	2,3	2,1	2	1,9	1,8	1,7	1,7	1,6	1,3	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,8	0,7
	800	3	2,8	2,8	2,6	2,5	2,3	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,9
	1000	3,5	3,5	3,1	3,1	3	2,8	2,6	2,5	2,3	2,2	2,1	2	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1
	1250	4,1	3,8	3,7	3,6	3,4	3,2	3,1	3	2,8	2,6	2,5	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,7	1,5	1,4	1,3	1,2
	1600	4,7	4,5	4,4	4,2	4	3,7	3,6	3,3	3,2	3,1	3	2,8	2,5	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,5	1,4

$K_W = 2{,}20$	Efortul de măsurare, gf	Diametrul sîrmuliței (rolei) de măsurare, mm																				
		0,17	0,195	0,22	0,25	0,29	0,335	0,39	0'455	0,53	0,62	0,725	0,895	1,10	1,35	1,65	2,05	2,55	3,20	4	5,05	6,35
Filete Whitworth (STAS 611—49) $\alpha = 55^\circ$	250	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1	1	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4
	320	1,7	1,6	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1	1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5
	400	2	1,9	1,8	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2	1,1	1,1	1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6
	500	2,3	2,2	2,1	2	1,9	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1	0,9	0,9	0,8	0,7	0,7
	640	2,7	2,6	2,5	2,3	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,8
	800	3,2	3,1	3	2,8	2,7	2,5	2,5	2,3	2,2	2,1	2	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9
	1000	3,7	3,6	3,5	3,3	3,1	3	2,8	2,7	2,5	2,5	2,2	2,1	2	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
	1250	4,3	4,2	4	3,7	3,6	3,5	3,3	3,1	3	3	2,7	2,5	2,3	2,1	2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3
	1600	5,2	5	4,7	4,5	4,3	4	4	3,7	3,5	3,2	3,1	2,8	2,7	2,5	2,3	2,2	2	1,9	1,7	1,6	1,5

$K_T = 1{,}95$	Efortul de măsurare gf	Diametrul sîrmuliței (rolei) de măsurare, mm																				
		0,17	0,195	0,22	0,25	0,29	0,335	0,39	0,455	0,53	0,62	0,725	0,895	1,10	1,35	1,65	2,05	2,55	3,20	4	5,05	6,35
Filete trapezoidale simetrice (STAS 2114—66) $\alpha = 30^\circ$	250	3	2,8	2,7	2,6	2,5	2,3	2,2	2,1	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	1	0,9
	320	3,6	3,4	3,3	3,1	3	2,8	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1
	400	4,2	4	3,8	3,6	3,5	3,3	3,1	3	2,8	2,7	2,5	2,3	2,2	2	1,9	1,8	1,7	1,6	1,4	1,3	1,2
	500	4,8	4,6	4,4	4,2	4	3,8	3,6	3,5	3,3	3,2	3	2,8	2,6	2,4	2,3	2,1	2	1,8	1,7	1,6	1,4
	640	5,6	5,4	5,2	5	4,8	4,5	4,2	4	3,8	3,6	3,4	3,2	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2,1	2	1,8	1,6
	800	6,7	6,4	6,1	5,8	5,6	5,3	5	4,7	4,5	4,3	4,1	3,8	3,5	3,3	3,1	2,8	2,6	2,5	2,3	2,1	1,9
	1000	7,8	7,4	7,1	6,8	6,4	6,1	5,8	5,6	5,3	5	4,7	4,4	4,1	3,8	3,5	3,3	3,1	2,8	2,6	2,4	2,2
	1250	9	8,6	8,3	8	7,6	7,2	6,9	6,5	6,2	5,8	5,5	5,1	4,8	4,5	4,2	3,9	3,6	3,3	3,1	2,9	2,6
	1600	10	10	9,6	9,2	8,8	8,4	8	7,6	7,2	6,8	6,4	6	5,6	5,2	4,8	4,5	4,2	3,9	3,6	3,3	3,1

În relaţiile (17),(18) : $\psi = 1 + 0{,}63\sqrt[3]{(1+K)^2}$ — este coeficientul de încărcare statică a sistemului ; valorile constantelor Δ, Δ', K_2 se determină din tabela 2. În cazul metodei celor trei sîrmuliţe (role) de măsurare : $K_3 = 1$, iar în cazul metodei celor două sîrmuliţe (role) de măsurare $-K_3 = 1{,}25$.

La problema verificărilor filetelor exterioare s-a exclus metoda de măsurare cu o sîrmuliţă, aceasta caracterizîndu-se prin erori mari de măsurare, motiv pentru care se recomandă numai pentru verificarea diametrelor medii mai mari de 100 mm.

Relaţiile (17), (18) şi tabela 2 pun în evidenţă influenţa unghiului de profil şi a pasului asupra mărimii deformaţiei de contact.

Coeficienţii relaţiilor sînt conform celor determinaţi experimental.

În cazul filetelor verificate prin metoda celor trei (două) sîrmuliţe, al căror diametru $d_s > 1{,}1$ mm, curbarea ε avînd valori neglijabile, contactul sîrmuliţă — palpator este de tipul „cilindru — plan”, termenul caracteristic din relaţia (17) avînd forma indicată în relaţia lui Bochmann [8] :

$$\delta_3' = 0{,}690\,\frac{P + \delta P}{l \cdot \sqrt[3]{d_2}},\ \mu\text{m}. \qquad (16')$$

Verificarea experimentală a relaţiilor teoretice s-a făcut prin metoda şi cu aparatura indicată în [2].

Trebuie precizat că eroarea limită accidentală a măsurărilor nu a depăşit ±12,5 % din valoarea diviziunii aparatului folosit (ultraoptimetru cu proiecţie „Karl Zeiss-Jena”), lucru confirmat prin determinarea deformaţiei de contraverificare a unei bile Ø 10 (Rul 1 STAS 1456—61) şi placa etalon (C 120 STAS 3611—66) care este în concordanţă cu deformaţia calculată [1]. Erorile de aproximare, în cazul cel mai defavorabil nu au depăşit 10 %.

În toate situaţiile de măsurare (fig. 1) a diametrului mediu, pentru eliminarea influenţei excentricităţii filetelor la diametrul mediu, dimensiunea măsurată se determină în două secţiuni rotind piesa controlată la 180° faţă de secţiunea iniţială, corecţia de deformaţie în cazul constatării excentricităţii aplicîndu-se la media valorilor obţinute.

Relaţiile (17—18) sînt generale, putînd fi aplicate pentru ori ce tip de filete, indiferent de materialul din care sînt confecţionate.

Relaţiile astfel obţinute, corectate în urma verificărilor experimentale prin coeficientul K_1, uniformizează metodica determinării valorii deformaţiilor elastice de contact. Relaţiile experimentale cunoscute [8] privesc numai unele tipuri de filete şi nu ţin seama că suprafaţa flancurilor filetului poate să nu fie de formă arhimedică. Diferenţele dintre valorile deformaţiilor citate de diverse firme constructoare de aparate de precizie ajung să depăşească 300 %.

Figura 10 evidenţiază variaţia deformaţiei elastice de contact în cazul filetelor metrice, unificate (ISO) şi Whitworth cu unghi normal al înclinării filetului.

În tabela 3 se dă mărimea deformaţiilor elastice de contact în funcţie de valoarea diametrului sîrmuliţei (rolei) de măsurare şi de mărimea efortului de măsurare.

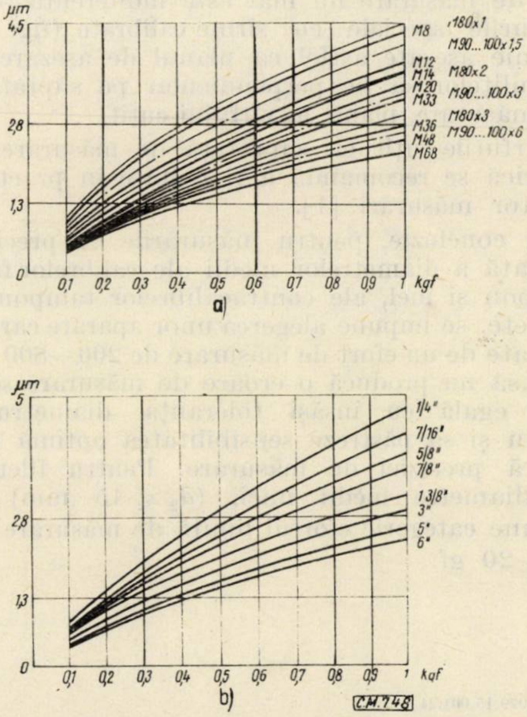


Fig. 10. Variaţia deformaţiei elastice de contact în cazul filetelor metrice (STAS 981—61) şi Whitworth (STAS 611—49), cu un unghi normal al înclinării filetului.

Eroarea de deformare a contactului de măsurare se adaugă întotdeauna la valoarea diametrului mediu determinat din relaţia cotei de măsurare.

Întrebuinţarea practică a tabelei 3 se arată prin următorul exemplu : se măsoară prin metoda celor trei sîrmuliţe cu aparatul de măsurat lungimi pe verticală tip Abbe cu valoarea diviziunii de 1 µm şi un efort de măsurare de 320 gf, diametrul mediu al contracalibrului tampon CF—T—TW2″ x 4 1/2 f la partea „trece”.

Diametrul sîrmuliţei de măsurare fiind $d_s = 3{,}2$ mm, pentru efortul de măsurare specificat conform tabelei 3, valoarea deformaţiei elastice de contact este de :

$$\delta = K_W \cdot \delta_{s_{redus}} = 2{,}20 \times 0{,}6 = 1{,}32\ \mu\text{m}.$$

Din cele arătate, se observă uşor dependenţa mărimii corecţiei de măsurare datorită deformaţiilor de contact de valoarea diametrului, a pasului, a unghiului de profil şi de mărimea efortului de măsurare aplicat.

Pentru echiparea aparatului se recomandă ca vîrfurile de măsurare să aibă suprafeţe plane circulare.

În situaţii extreme se pot întrebuinţa şi vîrfuri-cuţit cu suprafaţă de măsurare plană însă poziţia de aşezare a sîrmuliţelor (rolelor) de măsurare nu mai este indiferentă. Suporturile speciale cu sîrme calibrate (fig. 6) trebuie aşezate astfel ca planul de aşezare al sîrmuliţelor să fie perpendicular pe suprafaţa de măsurare plană a vîrfului-cuţit.

Vîrfurile-cuţit cu suprafaţă de măsurare cilindrică se recomandă a fi evitate în practica acestor măsurări [1].

În concluzie, pentru măsurările de precizie ridicată a diametrelor medii ale calibrelor filet tampon şi inel, ale contracalibrelor tampon şi inel etc. se impune alegerea unor aparate caracterizate de un efort de măsurare de 200—800 gf, care să nu producă o eroare de măsurare sensibil egală cu însăşi toleranţa diametrului mediu şi să păstreze sensibilitatea optimă necesară preciziei de măsurare. Pentru filetele cu diametre medii mici, ($d_2 \leqslant 15$ mm) se impune categoric efortul limită de măsurare de 300 ± 20 gf.

Metoda celor trei sîrme, la controlul filetelor exterioare, şi metodele bazate pe folosirea unor suprafeţe sferice (bile), la controlul filetelor interioare, corespund, în modul cel mai complet, condiţiilor de control al diametrului mediu propriu-zis, cu condiţia respectării, în funcţie de precizia de execuţie, a mărimii efortului de măsurare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spineanu, U.* Influenţa eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare ,,In : Construcţia de Maşini nr. 10, 1969.

[2] *Spineanu, U.* Determinarea experimentală a influenţei eforturilor de măsurare asupra preciziei procesului de măsurare''. In : Construcţia de Maşini nr. 11, 1969.

[3] National Physical Laboratory ,,Notes und applied science'' nr. 1 ,1958.

[4] *Aparin, G. A. Gorodeţki I. E.* ,,Toleranţe şi măsurători tehnice'', Bucureşti, Editura tehnică 1956 pag. 392—466.

[5] *Mineare, Ch.* Mesure des filetages'', La practique des Industries Mecaniques, nr. 1, 1963.

[6] *Lăzărescu I.* ş. a. Toleranţe şi măsurători tehnice, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969 pag. 280—310.

[7] *Wolf, F.* Prüfen und Messen von Gewinden C. H. V. München, 1952.

[8] Karl Zeiss Jena Gewindetabellen 1955, 1964 ; ,,Messen des Flaukendurchmessers weit Gewindemeßrdähton''. ,,Universal Längenmesser'', ,,Abbe Langenmeßerät''. Mauser ,,Mikrometer'' — prospect reclamă.
C.S.I.P. Société Genevoise des instruments de physique ,,Instructions techniques Trioptic''.

CZ 621.979.15.001.24

Contribuţii la calculul preselor cu fricţiune în cursele de antrenare

Dr. ing. Tabără VICTOR —Institutul politehnic—Bucureşti

În proiectarea preselor cu fricţiune, calculul sistemelor de antrenare prezintă dificultăţi întrucît nu există o metodică care să permită stabilirea parametrilor constructivi şi funcţionali în funcţie de caracteristicile tehnice impuse maşinii. Lipsesc de asemenea relaţii de calcul care să justifice alegerea forţei de antrenare şi elaborarea diagramei de variaţie a vitezei patinei astfel încît să se asigure obţinerea energiei de deformare dorite.

Urmare aspectelor menţionate, lucrarea elaborată îşi propune să analizeze comportarea ansamblului cinematic al presei cu fricţiune în cursa de antrenare şi să stabilească relaţiile de calcul necesare unei proiectări raţionale. În acest scop s-a luat în considerare o presă cu fricţiune cu două discuri de antrenare (fig. 1).

După cum este cunoscut, presele cu fricţiune au ca scop deformarea semifabricatelor supuse prelucrării folosind în acest scop energia acumulată în cursa de antrenare de ansamblul mobil (volant, şurub, patină).

Această energie trebuie să fie echivalentă lucrului mecanic de deformare maxim prevăzut în caracteristicile tehnice ale presei. Lucrul mecanic de deformare se stabileşte în funcţie de forţa nominală a presei şi de cursa de lucru maximă, folosind fie o diagramă de deformare $P_D = f\ (H)$, fie relaţia aproximativă :

$$L_D = 0{,}7\ P_{D_{max}}\ H_{l_{max}},$$

în care $P_{D_{max}}$ reprezintă forţa maximă de deformare, echivalenta forţei pe care o poate prelua batiul fără ca tensiunile materialului din care a fost executat să depăşească valorile admisibile.

În acest caz energia de deformare va putea fi scrisă sub forma :

$$\Sigma J \frac{\omega^2}{2} + \Sigma M \frac{v_p^2}{2} = 0{,}7\ P_{D_{max}}\ H_{l_{max}} \qquad (1)$$

în care :

J este — suma momentelor de inerţie ale maselor în mişcare de rotaţie ;
ΣM — suma maselor în mişcare de translaţie ;
ω — viteza unghiulară a volantului la începutul cursei de deformare ;
v_p — viteza de coborîre a patinei la contactul cu materialul de deformat ;
$P_{D_{max}}$ — forţa de deformare nominală a presei.
$H_{L_{max}}$ — cursa maximă de deformare a patinei.

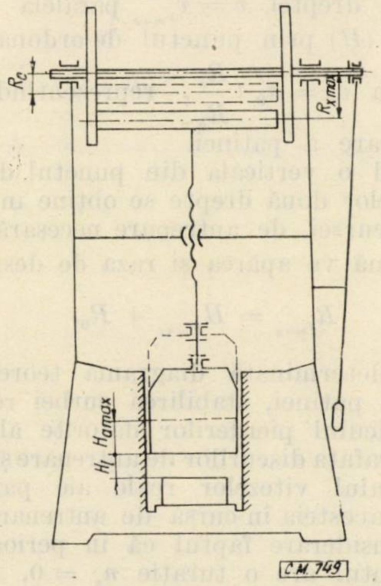


Fig. 1

Luînd în considerare pasul „t" al şurubului presei şi turaţia volantului „n_v" relaţiile

$$v_p = t\, n_v \text{ şi } \omega_t = \frac{\pi \cdot n_v}{30}$$

ne dau expresia vitezei patinei sub forma :

$$v_{pt} = \frac{t \cdot \omega}{\pi}$$

din care se obţine viteza unghiulară

$$\omega_t = \frac{\pi \cdot v_{pt}}{t}.$$

Înlocuind viteza unghiulară în expresia energiei, relaţia (1) va lua forma :

$$\frac{v_{pt}^2}{2}\left[\Sigma\, 4\,\frac{\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\, M\right] = L_{D_{max}}.$$

Prin urmare viteza patinei în momentul contactului cu materialul va trebui să aibă valoarea :

$$v_{pt} = \left[\frac{2\, L_{D_{max}}}{\Sigma\, 4\,\frac{\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\, M}\right]^{1/2}. \tag{2}$$

Valoarea vitezei obţinute din relaţia (2) nu ţine seamă de deformaţia batiului în procesul de lucru şi prin urmare este necesar să fie introdus în expresie randamentul de presare. În acest caz se poate scrie relaţia :

$$v_{p_{max}} = \left[\frac{2\, L_{D_{max}}}{\left(\Sigma\, 4\,\frac{\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\, M\right)\eta_p}\right]^{1/2} \tag{3}$$

în care toţi termenii sînt cunoscuţi şi prin urmare viteza maximă a patinei poate fi determinată şi va reprezenta viteza în momentul desprinderii volantului de discurile de antrenare. Trebuie evidenţiat faptul că valorile ΣJ , ΣM şi t se pot calcula luînd în considerare dimensiunile rezultate la predimensionarea presei pe baza relaţiilor de calcul menţionate de literatura de specialitate [1].

În relaţia (3) nu s-au luat în considerare pierderile de energie datorate frecării din ghidaje şi la ansamblul şurub piuliţă deoarece influenţa acestora este neglijabilă.

Dacă se are în vedere faptul că diametrul volantului este aproximativ egal cu al discurilor de antrenare, rezultă că desprinderea are loc la o valoare a razei

$$R_{x_{max}} = R_v - H_{l_{max}}$$

şi prin urmare raportul de transmitere între discuri şi volant va fi

$$i_{v_{max}} = \frac{n_{v_{max}}}{n_0} \frac{R_v - H_{l_{max}}}{R_v} = 1 - \frac{H_{l_{max}}}{R_v}. \tag{4}$$

Luînd în considerare raportul de transmitere dat de relaţia (4) se poate determina turaţia discurilor de antrenare sub forma :

$$n_0 = \frac{n_{v_{max}}}{1 - \dfrac{H_{l_{max}}}{R_v}}$$

în care turaţia volantului poate fi exprimată pe baza vitezei maxime a patinei obţinîndu-se astfel expresia :

$$n_0 = \frac{60\sqrt{2 L_{D_{max}}}}{t \cdot \left(1 - \dfrac{H_{l_{max}}}{R_v}\right)\sqrt{\left(\Sigma 4\,\dfrac{\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\, M\right)\eta_p}} \tag{5}$$

Fiind cunoscută turaţia discurilor de antrenare se poate realiza diagrama de variaţie a vitezei patinei în cursa de antrenare (coborîre). Pentru a realiza curba teoretică a diagramei $V_p = f(H)$ se constată că este suficient dacă sînt cunoscute două puncte și anume cele corespunzătoare vitezelor în poziția patinei $H = 0$ și $H = R_{x_{max}}$. Valoarea vitezei teoretice corespunzătoare punctului $H = 0$ se determină luînd în considerare raza R_0, corespunzătoare poziției inițiale de contact între discurile de antrenare și volant (fig. 2).

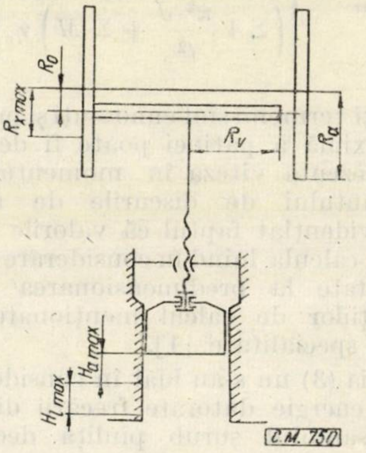


Fig. 2

Raza R_0 se determină cu ajutorul relațiilor empirice folosite la predimensionarea presei și este egală cu :

$$R_0 = 1{,}75 \sqrt{P_{D_{max}}} \text{ (cm)}.$$

Cu această valoare se poate determina valoarea inițială a vitezei teoretice a patinei sub forma :

$$v_{p_0} = n_0\, t\, \frac{R_0}{R_v}. \tag{6}$$

Prin urmare, într-un sistem de coordonate (fig. 3) se va putea lua în ordonată viteza și în abscisă cursa patinei, iar punctul corespunzător momentului în care începe antrenarea va fi situat pe axa vitezelor la valoarea v_{p0} rezultată din utilizarea formulei (6).

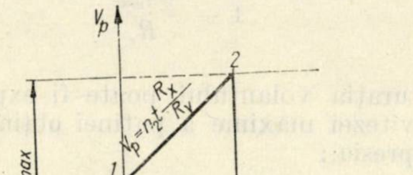


Fig. 3

Pentru determinarea celui de-al doilea punct, putem folosi relația (3) din care obținem valoarea $v_{p_{max}}$ corespunzătoare unei raze de antrenare la disc $R_v - H_{l_{max}} = R_{x_{max}}$.

În acest caz cursa parcursă de patină este :

$$H_{a_{max}} = R_{x_{max}} - R_0. \tag{7}$$

Realizarea curbei teoretice este însă mult simplificată dacă se ia al doilea punct corespunzător vitezei teoretice a patinei $v_p = 0$, pentru care cursa patinei va trebui considerată corespunzător valorii $H = - R_0$. Unind printr-o dreaptă punctele obținute pentru $v_p = 0$ și $H = 0$, se obține o dreaptă care reprezintă diagrama teoretică de antrenare a ansamblului mobil al presei.

Limita accelerării volantului se obține din intersecția dreptei $v = v_{p_{max}}$ paralelă la axa absciselor (H) prin punctul de ordonată $v_{p_{max}}$, cu dreapta $v_p = n_0\, t \dfrac{R_x}{R_v}$, reprezentînd curba de accelerare a patinei.

Coborînd o verticală din punctul de intersecție a celor două drepte se obține în abscisă valoarea cursei de antrenare necesară $H_{a_{max}}$. În diagramă va apărea și raza de desprindere

$$R_{x_{max}} = H_{a_{max}} + R_0.$$

Avînd determinată diagrama teoretică de coborîre a patinei, stabilirea curbei reale presupune calculul pierderilor datorite alunecării dintre suprafața discurilor de antrenare și volant.

În calculul vitezelor reale ale patinei la coborîrea acesteia în cursa de antrenare se va lua în considerare faptul că în perioada inițială volantul are o turație $n_v = 0$, iar discurile de antrenare $n_0 \neq 0$. Prin urmare între cele două organe ale presei va exista o alunecare, determinînd o pierdere de energie echivalentă diferenței dintre turația teoretică și reală a volantului în punctul considerat.

Întrucît viteza unghiulară poate fi exprimată în funcție de elementele constructive ale șurubului presei și viteza patinei, energia consumată prin frecare va putea fi exprimată prin relația :

$$\left[\Sigma \frac{2\,\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma \frac{M}{2}\right] \cdot (v_{pt}^2 - v_{pr}^2) = E_f \tag{8}$$

în care : v_{pt} reprezintă viteza teoretică a traversei, iar v_{pr} — viteza ei reală.

Calculul de energie consumată prin frecarea de alunecare este posibil dacă se cunoaște în oricare punct al cursei de antrenare, atît viteza teoretică a patinei cît și viteza reală.

Viteza teoretică va putea fi luată din diagrama teoretică realizată conform celor menționate referitor la diagrama din figura 4. Determinarea vitezei reale se poate face prin calcul. În acest scop în diagrama de variație a vitezei patinei (fig. 5) se poate face împărțirea cursei de antrenare într-un număr de spații elementare $\Delta\ H_i$, arbitrar ales.

În funcţie de elementele constructive ale presei, mărimea unui spaţiu elementar obţinut poate fi exprimată prin relaţia :

$$H = R_s\,\Delta\varphi\,\mathrm{tg}\,\alpha = R_v \cdot \Delta\varphi \cdot \mathrm{tg}\,\alpha'$$

în care :

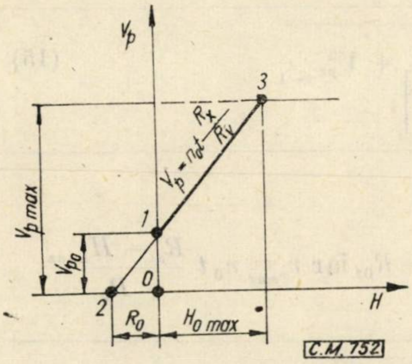


Fig. 4

R_s reprezintă raza medie a filetului ;

$\Delta\varphi$ — unghiul elementar de rotaţie al volantului în radiani corespunzător deplasării patinei cu distanţa ΔH ;

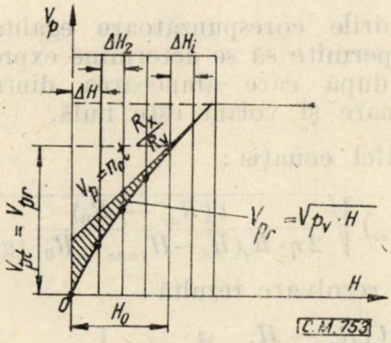


Fig. 5

α — unghiul de înclinare a elicei filetului ;

α' — unghiul elicei descris de punctul de contact dintre volant şi discul de antrenare $\left(\mathrm{tg}\,\alpha' = \dfrac{R_s}{R_v}\,\mathrm{tg}\alpha\right)$.

Luînd în considerare egalitatea dintre lucrul mecanic al forţei de antrenare cu energia acumulată de ansamblul mobil al presei, rezultă relaţia :

$$\left[\Sigma\frac{2\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\frac{M}{2}\right] v_{pr}^2 = 2\mu\, Q R_v\, k_v \cdot \pi \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\alpha'}, \tag{9}$$

în care k_v reprezintă numărul de rotaţii al volantului presei.

Pentru deplasarea ansamblului pe distanţa corespunzătoare unui spaţiu elementar ΔH_i egalitatea (9) lua forma :

$$\left[\Sigma\frac{2\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\frac{M}{2}\right](v_{pri}^2 - v_{pri-1}^2) = \\ = 2\mu\, Q R_v \cdot \Delta\,\varphi_i \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\alpha'},$$

din care se obţine expresia vitezei la finele unui spaţiu elementar ΔH_i.

$$v_{p_{ri}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu\, Q\, R_v\, \Delta\,\varphi \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\alpha'}}{\left[\Sigma\dfrac{4\,\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma \cdot M\right]} + v_{pri-1}^2}. \tag{10}$$

în care $\Delta\,\varphi_i = 2\,\pi \cdot k_v$.

Dacă în relaţia (10) se substituie $\Delta\varphi_i = \dfrac{\Delta H_i}{R_v\,\mathrm{tg}\,\alpha'}$, ea va deveni :

$$v_{p_{ri}} = \sqrt{\frac{2\,\mu\, Q\,\Delta\, H_1}{\sin\alpha'\left[\Sigma\dfrac{4\,\pi^2 \cdot J}{t^2} + \Sigma\, M\right]} + v_{pri-1}^2}. \tag{11}$$

Se constată că relaţia (11) permite să se determine viteza reală a patinei pentru fiecare spaţiu elementar parcurs dacă vom face determinarea succesivă a valorilor ei de la $v_{pr_0} = 0$ la $v_{pr_k} = v_t$.

Pentru utilizarea formulei (11) este necesar să se determine în prealabil forţa de antrenare Q. În acest scop, din relaţiile (3) şi (9) se deduce expresia :

$$Q = \frac{L_{D_{max}}}{2\,\pi \cdot \eta_p \cdot \mu\, R_v\, k_v \sqrt{1 + \mathrm{tg}\,^2\alpha'}} \tag{12}$$

în care lucrul mecanic de deformare $L_{D_{max}}$ poate fi stabilit fie utilizînd relaţia (1) fie relaţia (3) în condiţia limită de funcţionare la antrenarea volantului ($v_{pr_{max}} = v_{pt_{max}}$). Constanta k_v se determină din raportul :

$$k_{v_{max}} = \frac{R_d - H_{t_{max}} - R_o}{t}$$

în care R_d reprezintă raza discului de antrenare.

Înlocuind valoarea lui k_v în formula (12) se obţine :

$$Q_{max} = \frac{t \cdot L_{D_{max}}}{2\eta_p \mu R_v \cdot \pi (R_d - H_{t_{max}} - R_0)\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\alpha'}}. \tag{13}$$

Prin urmare înlocuind expresia forţei de antrenare în relaţia (11) se obţine viteza reală a patinei sub forma :

$$v_{p_{ri}} = \sqrt{\frac{L_{D_{max}} \cdot t \cdot \Delta\, H_i}{\pi\eta_p \cdot \sin\alpha' \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\alpha'}(R_d - H_{t_{max}} - R_0) R_v \left[\sum\dfrac{4\pi^2 J}{t^2} + \Sigma M\right]} + v_{pri_{-1}}^2}. \tag{14}$$

Dacă se ia în considerare faptul că:

$$\frac{1}{\sin\alpha'\cdot\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\alpha'}}=\frac{R_v}{R_ş\,\mathrm{tg}\,\alpha}$$ relaţia (14) devine:

$$v_{p_{ri}}=\sqrt{\frac{L_{D_{max}}\cdot t\Delta H_i}{\eta_p\cdot\pi\cdot R_ş\cdot\mathrm{tg}\,\alpha(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\left[\sum\frac{4\pi^2 J}{t^2}+\sum M\right]}+V^2_{pr_{i-1}}} \tag{15}$$

în care toţi termenii sînt determinaţi şi permit calculul vitezei reale a patinei la sfîrşitul cursei elementelare ΔH_i. Expresia (15) poate fi scrisă şi sub forma:

$$v_{p_{ri}}=\sqrt{\frac{L_{D_{max}}\cdot t\sum\Delta H_i}{\eta_p\,\pi\cdot R_ş\cdot\mathrm{tg}\,\alpha\,(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\left[\sum\frac{4\pi^2 J}{t^2}+\sum M\right]}} \tag{16}$$

prin substituirea vitezei $v_{p_{ri-1}}$

Viteza reală a patinei în perioade de accelerare poate fi exprimată şi funcţie de viteza din momentul desprinderii volantului de discurile de antrenare. În acest scop, din relaţia (3) se determină expresia:

$$L_{D_{max}}=\left[4\frac{\pi^2 J}{t^2}+\sum M\right]v^2_{p_{max}}\cdot\eta_p$$

care înlocuită în (15) ne dă:

$$v_{p_{ri}}=v_{p_{max}}\sqrt{\frac{t\cdot\Sigma\,\Delta H_i}{2\,\pi\cdot R_ş\,(R_a-H_{l_{max}}-R_o)\cdot\mathrm{tg}\,\alpha}} \tag{17a}$$

Se constată că $\Sigma\ \Delta\ H_i=H$ şi prin urmare relaţia (17 a) permite să se scrie ecuaţia vitezei reale a patinei în cursa de antrenare sub forma:

$$v^2_{p_r}=v^2_{p_{max}}\frac{t\cdot H}{2\,\pi\cdot R_ş\,(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}.$$

Dacă notăm termenul constant

$$v^2_{p_{max}}\frac{t}{2\,\pi\cdot R_ş\,(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}=2p_v$$

ecuaţia de mai sus devine:

$$v^2_{p_r}-2_{p_v}H=0 \tag{17b}$$

reprezentînd o parabolă cu vîrful în originea sistemului de coordonate *vOH*.

Această formă este mai comodă pentru efectuarea calculelor şi permite să se determine cursa după care viteza reală şi teoretică sînt relativ egale. În acest scop se determină punctul de intersecţie dintre curba teoretică de variaţie a vitezei patinei cu curba reală, folosind egalitatea:

$$n_0\cdot t\frac{R_x}{R_v}=v_{p_{max}}\sqrt{\frac{t\cdot H}{2\,\pi\cdot R_ş\,(R_a-H_{max}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}}$$

în care

$$H=R_{x_o}-R_0,\ \text{iar}\ v_{p_{max}}=n_0\,t\,\frac{R_a-H_{1max}}{R_v}$$

Făcînd înlocuirile corespunzătoare egalitatea de mai sus permite să se determine expresia razei R_{x0} după care alunecarea dintre discul de antrenare şi volant este nulă.

Se obţine astfel ecuaţia:

$$R_{xo}=(R_a-H_{l_{max}})\sqrt{\frac{t\,(R_{xo}-R_0)}{2\eta\cdot R_ş(R_d-H_{lmax}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}}$$

din care prin rezolvare rezultă:

$$R_{xo}=\frac{t\,(R_a-H_{l_{max}})^2}{4\pi\cdot R_ş\,(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}\left[1+\right.$$
$$\left.+\sqrt{\frac{8\,\pi\,R_0\cdot R_ş\,(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\,\mathrm{tg}\alpha}{t\,(R_a-H_{l_{max}})^2}}\right].$$

Expresia razei R_{x_0} poate fi scrisă mai simplu dacă se foloseşte pentru valoarea constantei notaţia:

$$k_R=\frac{t\,(R_a-H_{l_{max}})^2}{4\pi\cdot R_ş(R_a-H_{l_{max}}-R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha}.$$

Prin urmare se poate scrie expresia:

$$R_{x_0}=k_R\left[1+\sqrt{1-2\frac{R_0}{k_R}}\right] \tag{18}$$

din care se obţine pentru cursa corespunzătoare patinei valoarea:

$$H_{x_0}=k_R\left[1+\sqrt{1-2\frac{R_0}{k_R}}\right]-R_0. \tag{19}$$

Fiind determinate vitezele reale ale ansamblului mobil şi cursa patinei pînă la care are loc alunecarea între discurile de antrenare şi volant, energia consumată prin frecare va putea fi scrisă sub forma:

$$E_f = \left[\sum \frac{2\,\pi^2 \cdot J}{t^2} + \sum \frac{M}{2} \right] \cdot \left[n_0^2 \cdot t^2 \frac{(R_0+H)^2}{R_v^2} - \right.$$
$$\left. - 2\,p_v \cdot H \right] \cdot \qquad (20)$$

Deoarece energia consumată prin alunecare este variabilă în funcţie de H, se poate determina poziţia la care valoarea ei este maximă. În acest scop, anulînd derivata:

$$\frac{\mathrm{d}E_f}{\mathrm{d}t} = \left[\sum \frac{2\,\pi \cdot J}{t^2} + \sum \frac{M}{2} \right] \cdot \left[n_0^2 \cdot t^2 \frac{R_0+H}{R_v^2} - \right.$$
$$\left. - p_v \right] = 0$$

se obţine poziţia de alunecare cu un consum maxim de energie pentru

$$H_E = \frac{p_v R_v^2}{n_0^2\, t^2} - R_0 \cdot$$

Înlocuind mai sus constanta p_v cu expresia sa şi substituind viteza $v_{v_{max}}$ funcţie de turaţia discurilor de antrenare, relaţia va lua forma:

$$H_E = \frac{t\,(R_d - H_{l_{max}})^2}{4\pi \cdot R_ş (R_d - R_0 - H_{l_{max}}) \mathrm{tg}\alpha} - R_0 \qquad (21)$$

care permite să se determine uşor poziţia în care între discul de antrenare şi volant are loc un consum maxim de energie prin frecare.

Concluzii. Din analiza efectuată asupra funcţionării preselor cu fricţiune în cursa de antrenare, se constată că pentru respectarea condiţiilor tehnice prevăzute la proiectare, este necesar să se determine forţa de antrenare a volantului pe baza energiei de deformare în cazul prelucrărilor la încărcare nominală a presei. În acest scop se poate folosi relaţia (13), lucrul mecanic de deformare putînd fi determinat de relaţia (1) sau din diagrama $P_D = f(H)$. Ceilalţi termeni ai formulei rezultă la predimensionarea organelor presei.

Pentru determinarea vitezei maxime a patinei în vederea obţinerii energiei de deformare se va folosi formula (3) care ţine seamă şi de randamentul de presare al presei. Analiza variaţiei vitezei teoretice de deplasare a patinei permite să se stabilească cu exactitate mărimea cursei de antrenare pentru obţinerea energiei de deformare necesare, iar relaţiile (17, *a*, *b*) permit calculul vitezelor reale de coborîre ale ansamblului mobil, evidenţiindu-se variaţia parabolică a acesteia în perioada corespunzătoare alunecării dintre discul de antrenare şi volant. Frecarea accentuată dintre organele de transmitere a mişcării (disc-volant) în zona de antrenare în care viteza reală diferă mult de viteza teoretică determină uzura pronunţată a acestora.

Determinînd expresia vitezei reale, studiul elaborat a permis obţinerea unor relaţii pentru calculul energiei consumate prin frecare (20,21) observîndu-se că zona de uzură maximă este limitată la o rază a discurilor de antrenare:

$$R_u = R_0 + H_E = \frac{t\,(R_d - H_{l_{max}})^2}{4\pi \cdot R_ş\,(R_d - H_{l_{max}} - R_0)\,\mathrm{tg}\,\alpha} \cdot$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan*, V. Utilajul secţiilor de forjă. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

CZ 621.834 : 621.914.2

herha

Metodă de calcul pentru determinarea profilului sculelor de danturat prin metoda copierii

Iarosi

Conf. dr. ing. Alexandru VAIDA – Institutul politehnic – Braşov

Asist. ing. Spiru VELICU – Institutul politehnic – Braşov

Executarea prin copiere a danturii roţilor dinţate se poate face cu o freză-modul-deget sau disc, cu un cuţit profilat de mortezat sau un cap profilat de mortezat utilizat pe maşini speciale [2].

Frezele-modul se utilizează la prelucarea roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, dinţi înclinaţi sau în V. La aceastea din urmă, precum şi la roţile dinţate cu modul mare (m $\geqslant$ 20 mm), se utilizează în special frezele-modul-deget.

Unele avantaje cum ar fi: simplitatea execuţiei sculei, costul redus al acesteia, precum şi utilizarea acestor scule la prelucrarea pe maşini universale, fac ca aceste scule să fie utilizate numai în producţia de unicate. Ele au însă şi dezavantaje. Acestea se datoresc unei productivităţi şi preciziei mici ce apare ca urmare a divizării cu capul divizor, a preciziei reduse a profilului frezei, a erorilor de reglare etc.

În scopul îmbunătățirii preciziei sculelor profilate pentru danturare, în cele ce urmează se va da o metodă analitică generală de calcul al profilului acestor scule, atît în cazul profilării flancurilor dinților drepți, cît și al flancurilor dinților înclinați.

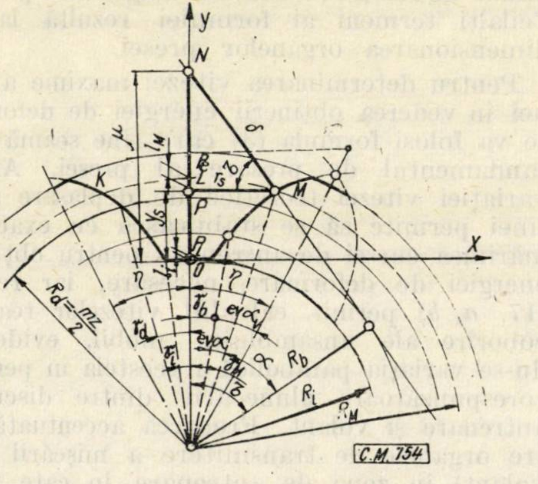


Fig. 1. Determinarea punctelor de pe evolventă în plan frontal pentru prelucrarea danturilor drepte.

Deci problema se pune în mod general, și anume în a determina profilul frezelor-modul și al cuțitelor profilate, pentru o roată cu dinți drepți sau înclinați, avînd profilul unui dinte, ale cărui elemente determinate (α_0, a, b, c și ξ) pot avea orice valori, cu condiția ca raza de racordare ρ (fig. 2) să se găsească la interiorul jocului la fundul cremalierei de referință, adică:

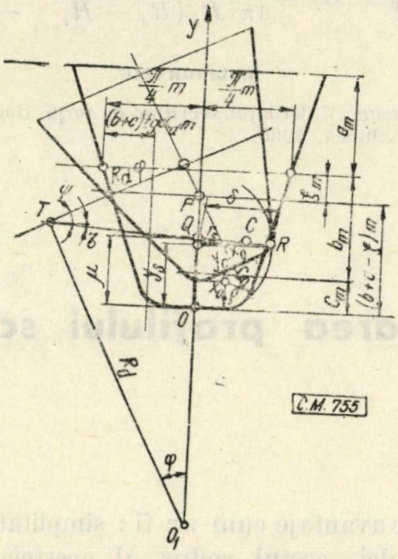


Fig. 2. Determinarea punctelor de pe curba de racordare în plan frontal pentru prelucrarea danturilor drepte.

$$\rho \leqslant \frac{c\, m}{1 - \sin \alpha_0}. \qquad (1)$$

În scopul determinării precise a profilului se vor determina analitic puncte de profil, atît în zona evolventică, cît și în cea de racordare.

Profilul sculelor pentru dantură dreaptă este determinat de raza sculei, r_s, într-o secțiune oarecare, și de ordonată, y_s. Pentru a determina direct elementele r_s și y_s se va alege un sistem de coordonate (fig. 1) cu axa ordonatelor ca axă de simetrie a golului dinților roții de prelucrat, iar axa absciselor trecînd prin punctele de intersecție ale cercului interior cu profilul celor două flancuri ale golului dintre dinți.

În sistemul considerat se determină normala într-un punct al profilului în planul frontal și se calculează următoarele mărimi [1]:

— ordonata punctului N (fig. 1) în care normala la profil taie axa ordonatelor (μ);

— unghiul pe care normala îl formează cu axa absciselor (τ);

— distanța de pe normală dintre punctul de pe profil și punctul de intersecție al normalei cu axa ordonatelor (δ).

Un dinte are profilul format din două curbe: o porțiune de evolventă și o curbă de racordare. Înălțimea acestor zone este variabilă depinzînd de numărul de dinți (z) și de coeficientul de corecție (ξ).

Punctele de pe evolventă. Sînt punctele generate de flancul rectiliniu al cremalierei de referință generatoare. O secțiune frontală a unui gol dintre doi dinți este prezentată în figura 1, din care se pot determina mărimile r_s și y_s dacă se cunosc cei trei parametri μ, τ și δ definiți mai înainte. Ținînd seamă de elementele geometrice ale roții de prelucrat date, cei trei parametri se calculează cu relațiile următoare:

$$\tau = \operatorname{tg} \alpha + \gamma_b;$$

$$\mu = \frac{R_d \cos \alpha_d}{\cos \tau} - R_i \cos \gamma_i; \qquad (2)$$

$$\delta = R_d \cos \alpha_d (\operatorname{tg} \tau - \operatorname{tg} \alpha),$$

unde:

α este unghiul de poziție al punctului M (fig. 1) de pe evolventă;

$$\gamma_b = \frac{\pi/4 \mp \xi \operatorname{tg} \alpha_d}{z/2} - \operatorname{ev} \alpha_d, \qquad (3)$$

γ_b fiind un unghi fix dat de elementele danturii.

Pentru cercul interior de rază R_i, lățimea unghiulară 2 γ_i va fi aceeași cu 2 γ_b pentru cercul de bază (profilul fiind ca o linie dreaptă dirijată spre centrul semifabricatului), deci:

$$\gamma_i^0 = \gamma_b^0 = \gamma_d^0 - 57{,}29578 \operatorname{ev} \alpha_d; \qquad (4)$$

$$\gamma_d^0 = 57{,}29578 \frac{S_d}{2\, R}. \qquad (5)$$

Relaţia (4) este identică cu (3), deci se va aplica una din ele după cum există elemente determinate.

Pentru diferite valori ale unghiului de poziţie α, se pot determina punctele corespunzătoare de pe evolventă, necesare construcţiei profilului sculei.

Cele trei mărimi fiind determinate, se poate calcula, în continuare, perechea de valori r_s şi y_s, care determină profilul sculelor pentru profilarea danturilor drepte, deci:

$$\left.\begin{aligned} r_s &= \delta \cos \tau = R_M \sin \gamma_M \\ y_s &= \mu - \delta \sin \tau = R_M \cos \gamma_M + l_i - R_i \end{aligned}\right\} . \quad (6)$$

Cele două relaţii de calcul pentru r_s şi y_s se obţin din trunghiurile NLM şi O_1LM (fig. 1).

Relaţiile (6) şi cele care urmează pot fi utilizate cu succes şi la proiectarea profilului şabloanelor de profilare a pietrei abrazive, utilizate la maşinile de rectificat dantură în evolventă cu piatră profilată. Această metodă asigură trasarea exactă a profilului.

Punctele de pe curba de racordare. Acestea se găsesc pe înfăşurătoarea diferitelor poziţii succesive ale cercului de racordare al cremalierei de referinţă cînd aceasta rulează pe cercul de divizare al roţii (fig. 2).

Coordonatele punctului C_0 de racordare a flancului cremalierei de referinţă cu fundul acesteia sînt date de mărimile (x_0, y_0), determinate de elementele roţii dinţate, astfel:

$$\left.\begin{aligned} x_0 &= \left[\frac{\pi}{4} - (b + c) \operatorname{tg} \alpha_d\right] m - \rho \frac{\cos \alpha_d}{1 + \sin \alpha_d} ; \\ y_0 &= \rho. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Din figura 2 se obţin cele trei mărimi care definesc poziţia unui punct de pe profil, deci:

$$\left.\begin{aligned} &\tau = \psi - \varphi, \text{ unde: } \operatorname{tg} \varphi = \frac{(b + c \mp \xi)\, m - \rho}{R_d \cdot \varphi + x_0} ; \\ &\mu = \overline{OP} - \overline{PQ} = (b + c \mp \xi) m - R_d \left(\frac{\cos \psi}{\cos \tau} - 1\right) ; \\ &\delta = \overline{QR} = \frac{(b + c \mp \xi) m - \rho}{\sin \psi} - R \frac{\sin \varphi}{\cos \tau} + \rho. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Pentru diferite valori ale unghiului φ, care s-a ales ca parametru, se determină succesiunea de puncte de pe curba de racordare, pentru trasarea profilului sculei, în zona de racordare, utilizîndu-se şi în acest caz relaţiile (6).

Punctul de tangenţă dintre evolventă şi curba de racordare. Acest punct se oţine din egalarea expresiilor corespunzătoare celor două curbe. Din aceasta rezultă parametrii α şi φ, corespunzători punctului de tangenţă, astfel:

$$\left.\begin{aligned} &\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_d - \frac{b + c \mp \xi}{z/2 \sin \alpha_d \cos \alpha_d} + \\ &+ \frac{\rho}{R_d \operatorname{tg} \alpha_d (1 + \sin \alpha_d)} ; \quad \varphi = \alpha_d - \operatorname{tg} \alpha - \gamma_b. \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Atît timp cît din relaţiile (9) se poate determina o pereche de valori α şi φ, înseamnă că există un punct de tangenţă între cele două curbe, deci roata nu are dinţi subtăiaţi.

Din cele de pînă acum se poate preciza că profilul frezelor-modul-deget sau disc şi al cuţitelor profilate pentru prelucrarea danturilor drepte sînt identice avînd flancurile în evolventă.

În consecinţă, succesiunea calculului acestor scule şi a şabloanelor de profilat sau de control, prin metoda expusă, este următoarea:

— Se calculează cu relaţiile (2) cei trei parametri care determină punctele de pe evolventă, pentru o valoare a unghiului α, începînd cu punctele de la raza cercului de bază, R_b, mergînd cu calculul pînă la o rază superioară cu 2—10 mm razei cercului exterior, R_e, al roţii de prelucrat [2].

— Se calculează apoi cu relaţiile (8) cei trei parametri, pentru o valoare a unghiului φ care determină punctele de pe curba de racordare. Calculul se începe cu punctul de pe raza cercului de bază şi se merge pînă la raza cercului interior R_i, în cazul cînd numărul de dinţi al roţii de prelucrat $z < \bar{z}$, unde:

$$\bar{z} \simeq \frac{2{,}5}{1 - \cos \alpha_d}, \quad (10)$$

$\bar{z}$ fiind numărul de dinţi pentru care raza cercului interior este egală cu raza cercului de bază.

În cazul roţilor de prelucrat cu $z > \bar{z}$, se calculează punctele de pe curba de racordare începînd cu punctul de la raza interioară R_i, şi mergînd pînă la punctul de tangenţă între această curbă şi evolventă.

Se determină apoi punctul de tangenţă precizat de unghiurile variabile α şi φ, ale căror valori în punctul de tangenţă conduc la egalitatea parametrilor obţinuţi din relaţiile (2) cu cei obţinuţi din relaţiile (8).

Cu acestea se determină, cu ajutorul relaţiilor (6), raza r_s şi ordonata y_s, corespunzătoare punctelor determinate.

Profilul sculelor pentru dantură înclinată

Proiectarea sculelor profilate pentru dantură înclinată este influenţată de faptul că profilul în evolventă se găseşte, în general, în secţiunea frontală a roţii. Ca urmare, prelucrea acestor roţi cu scule proiectate pentru dantură dreaptă nu este corectă. Freza generează, în acest caz, un profil în evolventă într-o secţiune normală pe direcţia golului danturii şi deci nu în secţiunea frontală.

Determinarea profilului frezelor-modul şi al şabloanelor pentru profilarea pietrelor abrazive, pentru prelucrarea danturilor înclinate, se poate face, pe baza acestei metode, cu ajutorul parametrilor μ, τ şi δ, care determină profilul piesei în secţiune frontală, şi al pasului axial al suprafeţei elicoidale.

O suprafaţă elicoidală cilindrică cu pasul constant este generată de o curbă, în cazul nostru o evolventă, care este supusă unei mişcări de rotaţie în jurul axei şi totodată unei mişcări de translaţie în lungul aceleiaşi axe, proporţională cu mărimea rotaţiei.

În cazul profilării, freza-modul-deget (fig. 3) ocupă diferite poziţii succesive, determinate de valoarea unghiului de rotire v a axei frezei şi de deplasarea $z = h\,v$ a aceleiaşi axe faţă de planul frontal.

h este o constantă de proporţionalitate (parametrul mişcării de şurub), cu valoarea determinată de relaţiile:

$$h = \frac{dz}{dv} = \frac{P}{2\,\pi} = \frac{R_M}{\operatorname{tg}\beta_M} \qquad (11)$$

şi care reprezintă translaţia Δz la rotirea $\Delta v = 1$ radian în mişcare după elicea directoare de pas P (pasul fiind translaţia Δ_z corespunzătoare unei rotiri $\Delta_v = 2\,\pi$ radiani).

Unghiul de rotire v rezultă din triunghiul MKI (fig. 3, b), unde s-a reprezentat suprafaţa laterală desfăşurată a cilindrului de rază R_M. Pe această suprafaţă s-au trasat liniile de înclinare a flancurilor golului dintre dinţi. Deci, laturile triunghiului considerat sînt formate de arcele desfăşurate pe această suprafaţă. Dacă se consideră şi figura 1 se pot determina mărimile z şi v, astfel:

$$z = h\,v = R_M \cdot \left(\arcsin \frac{\delta \cos\ \tau}{R_M}\right) \cdot \cos\beta_M \sin\beta_M . \qquad (12)$$

Înlocuind (11) în (12), rezultă:

$$v = \left(\arcsin \frac{\delta\ \cos}{R_M}\right) \cdot \sin^2\ \beta_M . \qquad (13)$$

Tot din figura 3, *b* se observă că arcul de elipsă MI, dintr-o secţiune normală pe linia de înclinare a flancului dintelui pe cilindrul de rază R_M, are ca proiecţie în planul frontal, arcul de cerc $\widehat{FM}$, care poate fi determinat. Cu acesta se poate determina unghiul la centru corespunzător arcului $\widehat{FM}$, astfel:

$$\gamma\, M_n = \frac{\widehat{F\ M}}{2\,R_M} = \left(\arcsin \frac{\delta \cos\ \tau}{R_M}\right) \cdot \cos^2 \beta_M \cdot \qquad (14)$$

Cu unghiul γ_{Mn} se poate calcula lungimea corzii corespunzătoare arcului $\widehat{FM}$. Această coardă aflîndu-se în acelaşi plan cu coarda arcului de elipsă $\widehat{MI}$ şi făcînd între ele unghiul β_M, se poate determina raza sculei r_s, după cum urmează:

$$r_s = \frac{R_M \sin\gamma\, M_n}{\cos\ \beta_M} = \frac{R_M}{\cos\beta_M} \sin\left[\left(\arcsin \frac{\delta \cos\ \tau}{R_M}\right) \cdot \cos^2\ \beta_M\right] \cdot \qquad (15)$$

Ordonata corespunzătoare y_s este determinată, şi în acest caz, de relaţiile precizate în cele de pînă acum.

Din figura 3, *a* se observă că, în fiecare punct al profilului de prelucrat, se găseşte un cerc tangent cu raza r_s, aflat într-un plan de secţiune, perpendicular pe axa sculei, de ordonată y_s. Aşadar în fiecare punct de tangentă, raza sculei r_s va fi perpendiculară pe direcţia de înclinare a dintelui în punctul considerat.

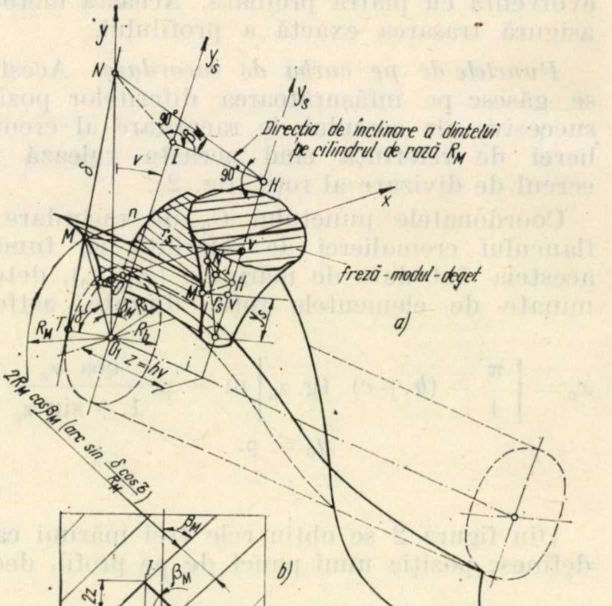

y
N
y_s
y_s
90°
δ
I
v
90°
H
Direcţia de înclinare a dintelui pe cilindrul de rază R_M
x
n
M
r_s
frezǎ-modul-deget
M
H
r_s
y_s
R_M
T
O_1
$z = hv$
R_b
a)
$2R_M \cos\beta_M (\arcsin \frac{\delta\cos\tau}{R_M})$
β_M
I
β_M
b)
2z
K
c
M
$2R_M \cos^2\beta_M (\arcsin \frac{\delta\cos\tau}{R_M})$
$2R_M (\arcsin \frac{\delta\cos\tau}{R_M})$
C.M. 756

Fig. 3. Determinarea profilului frezei — modul — deget pentru prelucrarea danturilor înclinate.

Normala ridicată pe suprafaţa elicoidală, perpendiculară deci pe planul tangent la suprafaţă, în acelaşi punct al profilului piesei de prelucrat, se va intersecta cu axa sculei în orice moment de profilare a flancurilor roţii. Această observaţie permite abordarea în mod foarte general a problemelor legate de determinarea profilului sculelor pentru profilarea diferitelor suprafeţe elicoidale ale pieselor de tipul roţilor dinţate cu dinţi înclinaţi, melcilor, rotoarelor elicoidale ale pompelor, filetelor etc.

Normala la profilul flancurilor roții de prelucrat în planul frontal a fost determinată, în cele de pînă acum, prin mărimea δ.

Triunghiului MNH (fig. 3, *a*), format din: normala la profil, δ, normala pe suprafața elicoidală, *n*, în punctul *M* și direcția de înclinare a dintelui în același punct, se găsește în planul tangent la cilindrul de bază.

Normala la suprafața elicoidală *n*, intersectează axa sculei în punctul *H*. Triunghiul considerat a fost transpus la o scară mai mare, cu latura δ, în planul frontal, pentru a demonstra mai ușor cele ce urmează.

Distanța δ fiind determinată de relațiile (2) și (8), se poate deci determina lungimea normalei *n*, astfel:

$$\overline{MN} = \frac{z}{\cos \beta_M} = R_M \cdot \sin \beta_M \left(\arc \sin \frac{\delta \cos \tau}{R_M} \right); \tag{16}$$

$$n = \sqrt{\delta^2 - R_M^2 \cdot \sin^2 \beta_M \cdot \left(\arc \sin \frac{\delta \cos \tau}{R_M} \right)} \cdot \tag{17}$$

Din triunghiul dreptunghic *MHV* se poate calcula raza sculei r_s, deci:

$$r_s = \sqrt{n^2 - \delta^2 \sin^2 \tau} \cdot \tag{18}$$

Înlocuind (17) în (18), se obține:

$$r_s = \sqrt{\delta^2 \cos^2 \tau - R_M^2 \cdot \sin^2 \beta_M \cdot \left(\arc \sin \frac{\varrho \cos \tau}{R_M} \right)^2} . \tag{19}$$

Analizînd relația (19), se observă că primul termen este proiecția normalei δ pe coarda arcului $\widehat{MK}$ din planul frontal (fig. 1), iar cel de al doilea termen este chiar arcul $\frac{\widehat{KI}}{2}$ din figura 3, *b*.

În cazul danturilor înclinate, contrar cu ceea ce se întîmplă la danturile drepte, profilul sculelor de danturare nu mai este în evolventă. Ele au un profil oarecare, capabil să genereze în plan frontal o evolventă. Acest profil, diferit de evolventă, din secțiunea făcută cu un plan normal pe golul dintre dinți și care conține axa frezei-modul-deget sau disc, nu este același la cele două tipuri de freze.

Diferența profilului frezelor-modul, în acest caz, se datorește faptului că freza-modul-deget are un contact punctiform între diferitele secțiuni ale frezei și flancurile de prelucrat. Flancurile, avînd înclinări diferite de-a lungul profilului, devin tangente la freză în puncte din secțiuni axiale diferite. Ca urmare, razele secțiunilor r_s nu se găsesc în același plan normal pe axa golului dintre dinți și care conține axa frezei. Deci, profilul frezei modul-deget nu se găsește în acest plan.

La frezele modul-disc, teoretic, fenomenele rămîn asemănătoare cu cele de la frezele-modul-deget, practic însă, datorită tangenței dintre flancul frezei-modul-disc, care poate fi considerat într-un punct, ca o linie și direcție de înclinare a dintelui în același punct, contactul între freză și flancuri se face pe o zonă mai mare. Acest contact face ca profilul frezei-modul-disc să se găsească într-un plan normal pe axa golului dintre dinți și care conține deci axa frezei.

Dacă se mai consiseră și faptul că elementele care se dau la freza-modul-disc sînt: raza R_s (distanța de la axa de rotație la punctul considerat), și distanța *d*, de la axa de simetrie, y_s, la punctul considerat (fig. 4), măsurată pe direcția axei frezei, atunci calculele de proiectare, în parte, se modifică.

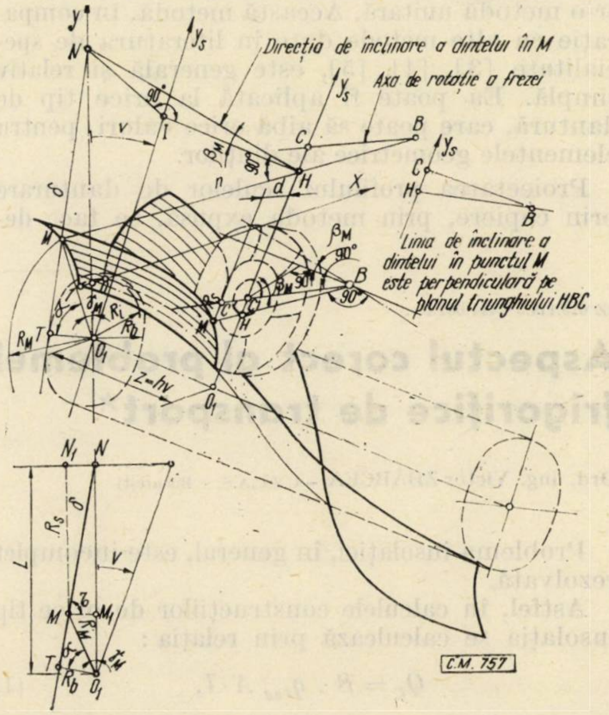


Fig. 4. Determinarea profilului frezei-modul-disc pentru prelucrarea danturilor înclinate.

Din figura 4 se observă că mărimile *v* și *z* rămîn aceleași ca în figura 3. Distanța, *d*, este identică cu r_s, din figura 3. Ceea ce trebuie determinat, în acest caz, este raza, R_s, a punctului considerat, aflat la distanța, *d*, față de axa de simetrie y_s a frezei. Deci rezultă:

$$R_s = L - R_M \cos \gamma_M = R_i + R_{s_{max}} - \frac{\delta \cos \tau}{\operatorname{tg} \gamma_M}, \tag{20}$$

unde:

L este perpendiculara comună între axa frezei-modul-disc și axa roții de prelucrat;

$R_{s_{max}}$ — raza maximă a frezei-modul-disc :

$$R_M = \frac{R_b}{\cos\alpha} = \frac{R_d \cos \alpha_d}{\cos \alpha}. \quad (21)$$

Înlocuind (21) și mărimile determinate ale danturii în (20), rezultă :

$$R_s = R_d\left(1 - \frac{\cos \alpha_d \cos \gamma_M}{\cos \alpha}\right) - $$

$$-\,(b + c \pm \xi)\, m + R_{s_{max}} \cdot \quad (21)$$

În relația (22) se va lua minus dacă deplasarea de profil este pozitivă și plus dacă deplasarea de profil este negativă.

Concluzii. Din cele arătate în această lucrare rezultă că proiectarea profilului sculelor de danturare prin copiere se poate face printr-o metodă unitară. Această metodă, în comparație cu alte metode date în literatura de specialitate [3], [4], [5], este generală și relativ simplă. Ea poate fi aplicată la orice tip de dantură, care poate să aibă orice valori pentru elementele geometrice ale dinților.

Proiectarea profilului sculelor de danturare prin copiere, prin metoda expusă, se face determinînd profilul atît în zona evolventică cît și în zona curbei de racordare, determinîndu-se și punctul de tangență dintre cele două curbe. Așadar, în comparație cu metodele existente care determină profilul numai în zona evolventică, este mult mai completă.

Se mai poate constata că metoda este aplicabilă, la determinarea profilului, și altor scule prin generalizarea făcută, cum ar fi la sculele de filetare și de danturare după un profil oarecare, diferit de evolventă. Aceasta deoarece este simplu de determinat o normală la profil (δ), după care prin aplicarea relațiilor cunoscute se va putea proiecta profilul sculei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Beloiu, M.* Funcțiile evolventei. București, Editura tehnică, 1966.

[2] *Lăzărescu, I.* Calculul și construcția sculelor așchietoare. București, Editura tehnnică, 1962.

[3] *Litvin, F. L.* Teoria zubciatîh zațeplenii Izdatelistva „Nauka" glavnaia redaktika fizico-matematiceskoi literaturî. Moscova, 1968.

[4] *Romanov, V. F.* Metod rasciota palțevîhi discovîh frez dlea narezaniia evolventnîh kosozubîn koles i cerviakov. În : Stanki i instrument, nr. 1, 1960.

[5] *Dihtear, F. S.* Profilirovanie metallorejușciego instrumenta Mașinostroenie, Moscova, 1965

CZ 629.114.3 – 444.001.5

Aspectul corect al problemei insolației la vehiculele frigorifice de transport*

Drd. ing. Victor ZBÂRCEA – C.S.C.A.S. – București

Problema insolației, în general, este incomplet rezolvată.

Astfel, în calculele construcțiilor de orice tip insolația se calculează prin relația :

$$Q_i = S \cdot q_{rad}\, A \cdot I, \quad (1)$$

în care Q_i denumit fluxul de insolație este considerat ca fiind fluxul care datorit insolației intră în interiorul construcției (în încăperile interioare) (W sau kcal/h); S este suprafața supusă iradiației solare (m^2); q_{rad} — fluxul unitar normal al iradiațiilor solare (W/m^2 sau kcal/m^2 h) care este determinat prin măsurători, fiind trecut în culegeri statistice; A — coeficientul adimensional de absorbție al suprafeței S pe care cade radiația solară, iar $I = \cos\varphi$ este coeficientul de orientare (înclinare), φ fiind unghiul format de raza solară cu normala suprafeței S.

Evident se face calculul pentru suprafețe sau grupe de suprafețe cu orientare determinată și rezultatele se însumează.

Ținem să arătăm de la început că forma generală în care este privită această problemă este necorespunzătoare. Aceasta deoarece evident nu toată căldura absorbită de perete din insolație este trecută către interiorul peretelui (în camera sau camerele interioare) o parte, depinzînd de rezistențele către exterior și interior fiind trecută mediului exterior.

Astfel, o formulă simplă de forma :

$$Q_{ir} = Q_i \cdot \psi; \quad (2)$$

în care Q_{ir} reprezintă fluxul real de insolație, iar ψ este un coeficient de corecție (distribuire a fluxului către interior), reprezintă o expresie formal corectă.

S-ar putea spune că dacă la problema insolației cum a fost pusă mai sus, fluxul de insolație este afectat de coeficientul de corecție ψ, problema este corect rezolvată și deci totul se rezumă la o observație externă de amănunt. Situația este însă complicată deoarece ψ, acest coeficient pe care îl denumim de distribuirea fluxului este funcție de rezistențele de la exterior, ale peretelui și la interior, trebuind să fie deci calculat pentru fiecare caz în parte.

---

* Referat prezentat la al XII-lea Congres Internațional al Frigului – Madrid.

În cele ce urmează vom urmări în primul rînd problema insolaţiei la vagoanele, respectiv şi la celelalte construcţii asemănătoare, care au în exterior un înveliş de tablă. Este situaţia vagoanelor de călători în mod obişnuit (în total) cum şi acoperişul vagoanelor în general (de marfă, frigorifice, izotermice).

Cunoscînd că insolaţia se datoreşte efectiv absorbţiei, adică energia radiantă ce cade pe o anumită suprafaţă atermană (cazul corpurilor solide) este parţial reflectată şi parţial absorbită conform legii a doua a lui Kirchhoff şi transformată în căldură şi că energiei primite i se poate aplica legea întîi a lui Lambert, rezultă :

$$q_{abs} = A \cdot q_{rad} \cos \varphi ; \tag{3}$$

unde q_{abs} este fluxul unitar absorbit (W/m ^{2} sau kcal/m ^{2} h).

Din urmărirea relaţiei lui q_{abs} ştiind că q_{rad} este maxim către amiază cînd radiaţiile cad aproape de perpendiculară, rezultă că pentru vagoane $q_{rad} \cdot \cos \varphi$ fiind foarte mare pentru acoperiş şi mult mai redus pentru pereţii laterali, problema de bază a insolaţiei este cea a acoperişului, deci, urmărirea cazului în care există un înveliş de tablă, este fundamental.

Fie deci un perete format dintr-un strat exterior de tablă avînd grosimea δ_t (m), coeficientul de conductibilitate λ_t (W/m grad sau kcal/mh grd) care are la interior j straturi de grosime δ_j şi coeficienţii de conductibilitate λ_j dintre care primul va trebui să nu fie metalic (în cazul cînd acesta ar fi metalic ar fi evident înglobat în stratul de tablă). Coeficienţii de schimb superficiali în exterior şi interior α_e, α_i (W/m^2 grd sau kcal/m ^{2} h grd) vor fi evident determinaţi în condiţiile de lucru (vagon stînd pe loc şi vagon în circulaţie) din ecuaţiile criteriale corespunzătoare pe bază de similitudine. Temperaturile exterioare sînt respectiv θ_i, θ_e (°C) ($\underline{i}$ s-a luat pentru cazul din afară, iar $\underline{e}$ pentru cazul din cameră).

Pentru calculele normale se va urmări fără îndoială situaţia regimului staţionar (cîmpul de temperatură fix în spaţiu, la timp variabil).

De asemenea apare ca necesitate fizică să se facă studiul pentru peretele plan, deoarece la vagoane în special şi la construcţii în general, curburile sînt foarte mici, respectiv razele de curbură sînt foarte mari faţă de grosimile totale ale pereţilor, astfel încît înlocuirea oricăror forme prin forme plane duce la erori ce sînt totdeauna comparabile cu erorile de metodă şi de determinare experimentală a valorilor.

În acest fel peretele va arăta ca în figura 1.

Dat fiind că pentru tablă (metal) λ_t este foarte mare (datorit transportului de electroni şi agitaţiei gazului fononic), rezultă din urmărirea legii generale a conducţiei :

$$\overline{q} = \lambda_t \text{ grad } \theta, \tag{4}$$

că la fluxuri normale, căderea de temperatură dată de — grad θ este foarte mică.

Vom face deci ipoteza de calcul că fluxul unitar absorbit q_{abs}, este uniform absorbit ca izvor interior în stratul de tablă, deşi după cum se ştie la solidele atermane absorbţia radiaţiilor se face în suprafaţă.

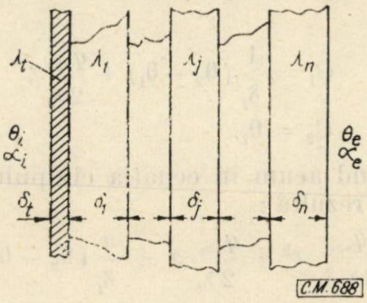


Fig. 1

Cu aceasta, problema insolaţiei a fost redusă la o problemă de conducţie în regim staţionar, pentru un perete plan cu izvoare de căldură uniform repartizate.

Ecuaţia cîmpului de temperatură în acest caz va fi :

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = 0 = a \text{ div grad } \theta + \frac{M}{\gamma C_p}, \tag{5}$$

şi cu :

$$\left.\begin{aligned} \text{div grad } \theta = \frac{d^2\theta}{dx^2} \text{ şi } a = \frac{\lambda}{\gamma C_p}, \\ \frac{d^2\theta}{dx^2} = -\frac{M}{\lambda}. \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

În această relaţie M funcţia de izvoare are expresia :

$$M = \frac{Q}{V} = \frac{q_{abs}}{1 \cdot 1 \cdot \delta_t} \tag{7}$$

şi cu $\lambda = \lambda_t$ ecuaţia diferenţială are forma :

$$\frac{d^2 \theta}{d x^2} = -\frac{q_{abs}}{\lambda_t \delta_t}. \tag{8}$$

Integrala generală a acestei ecuaţii este de forma :

$$\theta = -\frac{q_{abs}}{2 \lambda_t \delta_t} x^2 + C_1 x + C_2. \tag{9}$$

în care C_1 şi C_2 sînt constantele parametrice de integrare.

Vom determina aceste constante prin condiţii de unicitate de speţa întîi :

- pentru $x = 0$; $\theta = \theta_1$
- pentru $x =$; $\theta = \theta_2$

Cu aceasta:

$$\left.\begin{aligned}\theta_1 &= C_2\\ \theta_2 &= -\frac{q_{abs}}{2\lambda_t\,\delta_t}\,\delta_t^2 + C_1\,\delta_t + \theta_1\end{aligned}\right\}\tag{10}$$

deci:

$$C_1 = \frac{1}{\delta_t}(\theta_2 - \theta_1) + \frac{q_{abs}}{2\lambda_t};\tag{11}$$

$$C_2 = \theta_1.\tag{12}$$

Înlocuind acum în ecuaţia cîmpului de temperatură rezultă:

$$\theta = \frac{q_{abs}}{2\lambda_t\delta_t}\,x^2 + \frac{q_{abs}}{2\lambda_t}\,x + \frac{x}{\delta_t}(\theta_2 - \theta_1) + \theta_1.\tag{13}$$

Fluxul unitar, folosind legea lui Fourier va fi:

$$q = -\lambda_t\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x} = \frac{q_{abs}}{\delta_t}\cdot x - \frac{q_{abs}}{2} + \frac{\lambda_t}{\delta_t}(\theta_1 - \theta_2).\tag{14}$$

La stînga deci pentru $x = 0$:

$$q_1 = \frac{\lambda_t}{\delta_t}(\theta_1 - \theta_2) - \frac{q_{abs}}{2} - \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_t} - \frac{q_{abs}}{2}\tag{15}$$

şi la dreapta pentru $x = \delta_t$,

$$q_2 = \frac{\lambda_t}{\delta_t}(\theta_1 - \theta_2) + \frac{q_{abs}}{2} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_t} + \frac{q_{abs}}{2}.\tag{16}$$

Condiţiile de unicitate de speţa a treia pe stînga şi de speţa a patra şi a treia pe dreapta dau:

$$q_1 = \frac{\theta_i - \theta_1}{\dfrac{1}{\alpha_i}} = \frac{\theta_i - \theta_1}{R_1};\tag{17}$$

$$q_2 = \frac{\theta_2 - \theta_e}{\sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}} = \frac{\theta_2 - \theta_e}{R_2}.\tag{18}$$

Deci în total patru ecuaţii cu tot atîtea necunoscute q_1, q_2, θ_1 şi θ_2. Vom scoate în primul rînd expresia fluxurilor unitare:

$$q_1 = \frac{\theta_i - \theta_1}{R_1} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_t} - \frac{q_{abs}}{2};\tag{19}$$

$$q_2 = \frac{\theta_2 - \theta_e}{R_2} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_t} + \frac{q_{abs}}{2}.\tag{20}$$

Vom elimina pe θ_1 şi θ_2:

$$\left.\begin{aligned}\theta_1 &= \theta_i - q_1 R_1\\ \theta_2 &= \theta_e + q_2 R_2\end{aligned}\right\}\tag{21}$$

$$\theta_1 - \theta_2 = \theta_i - \theta_e - q_1 R_1 - q_2 R_2 = q_1 R_t + \frac{q_{abs}}{2} R_t\tag{22}$$

$$\left.\begin{aligned}q_1(R_t + R_1) + q_2 R_2 &= \theta_i - \theta_e - \frac{q_{abs}}{2} R_t\\ -q_1 + q_2 &= q_{abs}.\end{aligned}\right\}\tag{23}$$

De aici, prin reducere:

$$\left.\begin{aligned}q_1(R_1 + R_t + R_2) &= \theta_i - \theta_e - q_{abs}\left(\frac{R_t}{2} + R_2\right)\\ q_2(R_1 + R_t + R_2) &= \theta_i - \theta_e + q_{abs}\left(\frac{R_t}{2} + R_1\right)\end{aligned}\right\};\tag{24}$$

de unde:

$$q_1 = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_1 + R_t + R_2} - q_{abs}\frac{R_t + 2R_2}{2(R_1 + R_t + R_2)};\tag{25}$$

$$q_2 = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_1 + R_t + R_2} + q_{abs}\frac{2R_2 + R_t}{2(R_1 + R_t + R_2)}.\tag{26}$$

Temperaturile caracteristice sînt cele pe pereţii exteriori:

$$\begin{aligned}\theta_1 = \theta_i &- \frac{\theta_i - \theta_e}{R_1 + R_t + R_2}\cdot R_1 +\\ &+ q_{abs}\frac{R_t + 2R_1}{2(R_1 + R_t + R_2)}\cdot R_1\end{aligned}\tag{27}$$

ϑ_n se scoate din relaţia:

$$\left.\begin{aligned}\theta_n := \theta_e + q_2 R_n = \theta_e &+ \frac{\theta_i - \theta_e}{R_1 + R_t + R_2}\cdot R_n +\\ &+ q_{abs}\frac{2R_1 + R_t}{2(R_1 + R_t + R_2)}\cdot R_n\end{aligned}\right\}.\tag{28}$$

Temperatura θ_n este caracteristică pentru calculele de stabilitate termică.

În concluzie înlocuind valorile lui R_1, R_2, R_t, R_n şi q_{abs}, formulele de calcul pentru insolaţie sînt următoarele:

$$\begin{aligned}q_1 = \frac{\theta_i - \theta_e}{\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}} &- A\cdot q_{rad}\cdot\\ \cdot\cos\varphi\,\frac{\dfrac{\delta_t}{\lambda_t} + 2\left(\sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}\right)}{2\left(\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}\right)};\end{aligned}\tag{29}$$

$$\begin{aligned}q_2 = \frac{\theta_i - \theta_e}{\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}} &+ A\cdot\\ \cdot q_{rad}\cdot\cos\varphi\,\frac{2\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{\delta_t}{\lambda_t}}{2\left(\dfrac{1}{\alpha_i} + \dfrac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum\limits_{j=1}^{n}\dfrac{\delta_j}{\lambda_j} + \dfrac{1}{\alpha_e}\right)};\end{aligned}\tag{30}$$

$$\theta_1 = \theta_i - \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_e} + A \cdot$$

$$\cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \, \frac{\frac{\delta_t}{\lambda_t} + 2\left(\sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}\right)}{2\left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}\right)} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \quad (31)$$

$$\theta_n = \theta_e + \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_e} + A \cdot$$

$$\cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \cdot \frac{2 \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t}}{2\left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}\right)} \cdot \frac{1}{\alpha_e} \cdot \quad (32)$$

Este de remarcat că în relaţiile de mai sus nu s-a calculat numai fluxul unitar de insolaţie, ci fluxul unitar total cunoscut fiindcă acesta este compus din fluxul de trecere şi cel de insolaţie.

De exemplu, cel mai important:

$$q_2 = q_{2\,trecere} + q_{2\,ins} \quad (33)$$

cu expresia cunoscută:

$$q_{2\,trecere} = \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{tot}}, \quad (34)$$

deci:

$$q_{2\,ins} = A \cdot q_{rad} \cos\varphi \, \frac{2\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t}}{2\left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}\right)} =$$

$$= A \cdot q_{rad} \cos\varphi \cdot \psi; \quad (35)$$

unde ψ este coeficientul de distribuţie introdus mai sus.

În toate relaţiile de mai sus insolaţia este calculată cu ajutorul relaţiilor:

$$Q_{i\,r} = \sum_k S_k \, q_{2\,ins\,k} \quad (36)$$

suma referindu-se la suprafeţele S_k orientate diferit.

Iar fluxul total:

$$Q_{tot\,r} = \sum_k S_k \, q_{2k}. \quad (37)$$

Repartiţiile temperaturilor în cazul unei insolaţii reduse şi a unei insolaţii intense sînt arătate în figurile 2 şi 3.

În cazul pereţilor de lemn, respectiv de cărămidă, intervine o dificultate mai mare în calcul deoarece este greu de determinat funcţia de izvoare.

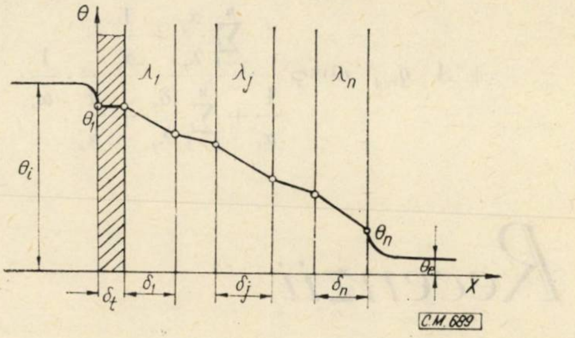


Fig. 2

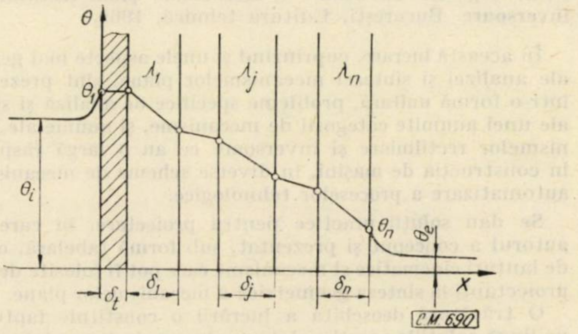


Fig. 3

În aceste cazuri considerînd repartizarea absorbţiei pe suprafaţă, se poate ajunge la relaţii de calcul prin trecere la limită, considerînd:

$$q_1 = \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} -$$

$$- A \cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \, \frac{\sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}; \quad (38)$$

$$q_2 = \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} +$$

$$+ A \cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \, \frac{\frac{1}{\alpha_i}}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}; \quad (39)$$

$$\theta_1 = \theta_i - \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_i} +$$

$$+ A \cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \, \frac{\sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \cdot \quad (40)$$

$$\theta_n = \theta_e + \frac{\theta_i - \theta_e}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_e} +$$

$$+ A \cdot q_{rad} \cdot \cos\varphi \frac{\sum_{j=1}^{n} \frac{\alpha_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^{n} \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e}} \cdot \frac{1}{\alpha_e} \cdot \qquad (41)$$

Aceste formule pot fi considerate ca generale, deoarece în cazul peretelui de tablă este evident

$$R_i + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \to 0\,; \qquad (42)$$

deoarece ca mărime:

$$\delta_i \ll \lambda_i\,. \qquad (43)$$

Recenzii

Prof. ing. D. Tutunaru. **Mecanisme plane rectiliniare şi inversoare.** Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

În această lucrare, cuprinzînd şi unele aspecte mai generale ale analizei şi sintezei mecanismelor plane, sînt prezentate, într-o formă unitară, probleme specifice de analiză şi sinteză ale unei anumite categorii de mecanisme, şi anume ale mecanismelor rectiliniare şi inversoare ce au o largă răspîndire în construcţia de maşini, în diverse scheme de mecanisme şi automatizare a proceselor tehnologice.

Se dau soluţii practice pentru proiectare, în care scop autorul a conceput şi prezentat, sub formă tabelară, o serie de lanţuri cinematice şi mecanisme care pot fi folosite de către proiectanţi la sinteza geometrică a mecanismelor plane.

O trăsătură deosebită a lucrării o constituie faptul că, pe lîngă soluţiile practice date pentru proiectare, sînt prezentate, într-o formă concentrată şi accesibilă, diferite aspecte concrete privind fondul ştiinţific al problemelor de sinteză a mecanismelor, domeniu recunoscut a fi în general dificil. Aplicaţii concrete se fac mai ales în capitolul 7, în care se prezintă o metodă de formare a mecanismelor cu şase elemente şi modul de calcul corespunzător. Aici sînt cuprinse, în cea mai mare parte, propuneri complet noi ale autorului — metoda translaţiei circulare pentru formarea mecanismelor plane.

Ca formă de prezentare, materialul conţinut este sistematizat în două mari părţi:

În prima parte a cărţii este expusă, într-o formă concentrată, structura şi cinematica mecanismelor plane, cuprinzînd noţiuni şi definiţii fundamentale asupra clasificării mecanismelor şi elementelor lor componente, consideraţii generale asupra cinematicii punctului material în mişcarea plană relativă; un capitol întreg este consacrat mecanismelor pantografe şi inversoare în ideea că acestea să fie la îndemîna proiectanţilor pentru utilizarea lor mai departe în sinteza unor noi mecanisme.

În partea a doua a lucrării sînt expuse, într-o formă unitară, probleme specifice ale geometriei cinematice cu aplicaţii în analiza şi sinteza mecanismelor plane; sînt expuse ecuaţiile generale ale curbelor de bielă şi aplicaţiile lor, ecuaţiile razelor de curbură şi metodele de determinare a lor, formula lui Euler-Savar, construcţiile lui Savary şi Bobilier, metoda Hartman. Un capitol special este consacrat expunerii mecanismelor matematice pentru redarea unor curbe clasice cunoscute din geometria analitică, cum şi a unor noi mecanisme create de autor pentru construirea profilelor aerodinamice Jucovski şi Carafoli, care au o largă aplicaţie în construcţiile aeronautice, cum şi la construcţia profilului paletelor pentru turbine.

Lucrarea, prin conţinutul ei consistent şi forma accesibilă de prezentare a problemelor în general recunoscute a fi mai dificile, se adresează unui larg cerc de cititori avînd tangenţă cu proiectoarea şi construcţia de maşini şi mecanisme folosite în mecanizarea şi automatizarea diverselor procese tehnologice din diverse ramuri ale industriei, studenţilor pentru pregătirea lucrărilor de diplomă.

L. Calmaciuc

Cronică

Consfătuirea "Problemele actuale ale controlului activ, complex şi multidimensional"

În baza hotărîrii colegiului MICM, Direcţia generală dezvoltarea ramurii şi investiţii a organizat la Piteşti, în perioada 14—15 iulie a.c., o consfătuire de lucru cu tema: „Problemele actuale ale controlului activ, complex şi multidimensional".

La această consfătuire au participat specialişti din:

— MICM: Direcţia generală dezvoltarea ramurii şi investiţii, Direcţia de control şi Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice;

— Centrale industriale;

— Şefii serviciilor CTC, tehnologii şefi şi metrologii din uzine;

— Institute de cercetări şi proiectări, precum şi reprezentanţi ai:

— Inspectoratului de Stat pentru Controlul Calităţii Producţiei;

— Institutului de metrologie;

— Institutului politehnic Bucureşti.

S-au prezentat următoarele referate:

1. Metodologia controlului modern de calitate.
Referent: ing. Radu Moţoi, ICTCM.

2. Realizări şi program de perspectivă pentru execuţia în ţară a mijloacelor moderne de control.
Referent: ing. Mihai Iosupescu, ICTCM.

3. Construcţia maşinilor-unelte în vederea dotării cu aparate de control activ.
Referent: ing. Paul Nicolescu, ICPMUA.

4. Realizările Uzinei de autoturisme—Piteşti în organizarea controlului de calitate.
Referent: ing. Dumitru Man. Uzina de autoturisme—Piteşti.

5. Exploatarea aparatelor de control moderne în cadrul uzinei ,,Rulmentul'' Braşov.
Referent: ing. Constantin Nemeş, Uzina ,,Rulmentul'' Braşov.

6. Problemele fabricaţiei în ţară a mijloacelor de control complex şi multidimensional.
Referent: ing. Valer Matache, Uzina mecanică fină Bucureşti.

De asemenea s-a prezentat un film realizat de ICTCM care a ilustrat importanţa dotării cu aparate moderne de măsură şi control în procesele de fabricaţie a produselor.

În cadrul consfătuirii s-a organizat şi vizitarea expoziţiei de aparate de control complex şi multidimensional, realizate în diverse unităţi MICM, unde participanţii au primit explicaţiile tehnice necesare, cu demonstraţii practice pe aceste aparate.

Programul de asemenea a cuprins şi vizitarea secţiei de cutii de viteză Estafette, dotată cu aparate de măsură şi control activ pe fluxul de producţie, şi a secţiei de montaj, ale Uzinei de autoturisme — Piteşti.

Lucrările consfătuirii — referatele, propunerile şi concluziile — se vor publica într-o broşură, ce se va elabora de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice şi difuza tuturor întreprinderilor MICM.

S. C.

Revista revistelor

Maschinenmarkt

18.II.1969

Buschmann, E. Formarea de vîrfuri la operaţiile de modelare a aluminiului.
Altenpohl, D. şi *Uelze, D.* Un sistem special în tehnica modelării metalelor.
Anhe, F. Modelarea la cald cu arsuri şi decarbonizări reduse.
Teller, W. Placajul prin explozie. Posibilităţi şi limite.
Fischel, H. Tratarea suprafeţelor metalice.
Ahlbarm. Modelarea la rece.

2.I.1970

Kienzle, O. Probleme mai importante a cercetării în fabricaţie.
Tuffentsammer şi *Nusser, G.* Variante noi în calculul productivităţii la freze.
Tuffentsammer şi *Wolf, J.* Comanda capului revolver cu ajutorul crucii de Malta.
Cséry, L. Maşină universală, cu cap revolver sau de transfer?
Schlieper, G. Fabricarea axelor în Scoţia.

6.I.1970

F. Günther — Acţionări electrostatice cu ioni.
Ing. *Horovitz* — Un nou sistem pentru încercarea roţilor dinţate.

16.I.1970

W. von der Heide — Scări de măsurat distanţe prin electroradiaţii de lumină.
E. Bauer — Sistem de ungere cu două conducte de distribuţie.
Trapp — Acumulatori pentru acţionarea vehiculelor

20.I.1970

D. Wolters — ,,Vaccinatul'' fontei
R. Thielemann şi *E. Herold* — Greutatea pe litru a nisipului destinat formelor de turnat ca indice de exploatare.
G. Oehler — Construcţia de suport a preselor.
F. Manna — Arcuri din elemente de formă specială.
G. Lottanti — Realizarea răşinilor epoxidice pentru turnat.
W. Bungardt — ,,Minereuri rare'' (SE) influenţează calitatea fontei.

23.I.1970

Beck, H. Material plastic după măsură?
Schönthaler, W. Coloratul materialelor plastice în laminoarele de amestec.
Teinsch, H. Materialul plastic utilizat la fixarea palierelor şi a înşurubărilor.
Hannsch, H. Aspecte fiziologice în prelucrarea materialelor plastice.
Köhler, E. Siguranţa se produce la planşetă.
Schwarz, A. Dezavantajele zgomotelor în uzină.

27.I.1970

F. Miltrop — Lipirea ca mijloc raţional de legătură.
W. Witt — Legături prin lipire pentru temperaturi urcate.
H. Benninghoff — Materialul plastic contra coroziunii.

30.I.1970

R. Schober — Sistem de distribuţie cu ajutorul paletelor rulante.
G. Kotte — Manipularea pieselor grele cu forţe reduse.
Kfm. Männel — Comparaţia preţurilor pentru cazul producerii proprii şi a procurării din afară.
W. Blum — Cercetarea pieţelor de aprovizionare.
H. Dieball — Siguranţă prin controlul programat al procurării.
Czekay — Scurgerea pulberilor de material plastic încărcate electric.

6.II.1970

K. Hain — Mişcări oscilatorii defazate.
W. Rehling — Soluţii pentru alegerea cuplajelor.
H. Reinsch — Angrenaje în formă ,,V'' cu cap de cruce.

10.II.1970

M. Neitzel — Rezervoare de presiune din materialul ,,GFK'' pentru industria chimică.
U. Hahnenstei şi *H. W. Schupp* — Topirea conţinutului solidificat din butoaie,
M. Orna — Influenţa tensiunilor restante asupra rezistenţei.
W. Schmidt — Tensiunile reale la solicitările de încovoiere şi de torsiune.
C. Krahl — Armături din ,,Sticlă tehnică''.

13.II.1970

Iosef Nedelhoven — Raţionalizare prin utilizarea burghielor scurte.
Friedrich Trapp — Recîştigarea sulfului din gazele de evacuare.
Friedmund Rueb — Unelte de măsurări precise, de control şi de sortare.

nr. 6/1970

Sklenar, Z. şi *Rozicka, L.*: Macara cu dublu portal pe şini în depozite de metalurgie.
Mechthold, F.: Instalaţiile de transbordare evită întreruperea transportului.
Iong, E.: Două macarale plutitoare în portul Bremen.
Dieball, H: Contabilitate automată pentru decontarea în depozite.

nr. 8/1970

Herholz, H.: Numerotarea obiectelor pentru prelucrarea de date integrate.
Röthemeyer, F.: Dimensionarea uneltelor de extruziune.
Reinsch, H.: Forme din material plastic sinterizate cu ungere proprie.
Bach, M.: Spaţiile radiale şi axiale la pompele centrifugale.

nr. 20, 6. III. 1970

Meuters, F. — Măsuratul fără întrerupere a grosimii stratului de zinc.

Rubo, E. — Spargeri spontane la rezervoare de presiune.

Rüb, F. Unelte electrice racordate la reţeaua de lumină.

nr. 21, 10. III. 1970

Hagedorn, L. — Comanda mişcărilor cu ajutorul curbelor simetrice de cuplaj.

Wedemeyer, E. A. — Tehnica ungerii.

nr. 22, 13. III. 1970

Folkhard, E. — Sudura oţelurilor austenitice.

Schönherr, W. — Unghiul duzei la tăierea prin ardere şi viteza de tăiere.

Teske, K. Precizia la tăierea prin ardere.

Pelizaens, K. — Dezvoltarea automatizării în tehnica lipirii automate.

nr. 23. 17. III. 1970

Radtke, H. — Arcuri pentru unelte de ştanţare.

Eder, E. — Cinematica deformaţiei la refulare.

Dieball, H. — Stocuri maxime, minime şi optime în magazii.

Ahlbarn, H. — Plasticitatea la transformare—

nr. 24. 20. III. 1970

Böttcher H. — Zincarea la cald, o protecţie avantajoasă contra ruginii.

Drodten, P. — Oţeluri de construcţie cu rezistenţa mărită la intemperii.

Finnern, B, — Nitrurarea în baie, prelucrare termică cu întîrzieri reduse.

nr. 25/1970

(Materiale plastice în tehnică)

Schmid, K. : Benzile de producţie pentru spumegare.

Segmüller, B. : Realizarea obiectelor subţiri şpriţuite.

Weissler, E. P. Turnarea prin presiune a duroplasticelor.

Skupin, L. : Rezistenţa fibrelor de sticlă la solicitări repetate.

Droscha, H. : Construcţii turnate la aparatajul chimic.

nr. 27/1970

*Oprešnik, M.*I Randamentul exergetic ale frigoriferelor cu absorbant.

Roetzel, W. : Transmiţători de căldură din grupări de tuburi atacate perpendicular.

Hamel, W. Focare pentru instalaţii de ars gunoiul.

Krebs, R. şi *Bartmuss, G.* : Tuburi de hîrtie impregnate pentru instalaţii de aerisire.

nr. 28/1970

Wenig, P. : Broşarea pe maşini-lanţ (prelucrare neîntreruptă).

Seifried, R. : Broşarea exterioară. Prelucrarea mandrinelor de bază ale dispozitivelor de prindere în maşinile rotative.

Schuster, H. : Şlefuitul automat al uneltelor de broşare.

Esenwein,, G. : Broşarea pieselor din bacurile de frînă.

nr. 29/1970

(Tehnica procedeelor)

Wiedemer, K. A. : Separarea prin centrifugare a prafului şi a ceţei în industrii.

Faulhaber, A. : Dizolvant pentru producţia pastelor.

Heinzler, H. : Calculul necesarului de putere la instalaţiile de amestecat.

Schünemann, I. : Construcţia expansivă de instalaţii chimice în R.D.G.

Bach, M. : Pompe de înaltă presiune : probleme de etanşare rezolvate.

Neis, P. : Cum se suspendă tubuile.

Leeninga, D. : Motoare cu reductor. Variante bogate.

nr. 30/1970

K. Van Oetoren : Protecţia suprafeţelor prin materiale din praf de zinc şi utilizarea acestora.

Teilps, B. : Cazane mici şi sistemul de montaj a lor inclusiv toate accesoriile.

Rüb. F. : Cuptoare de forjă şi de încălzire alimentate cu diferiţi combustibili.

nr. 31/1970

Rasenberger, O. : Angrenaje-cuplaj de calitate superioară.

Iensen, P. : : Lanţuri cinematice.

Wedemeyer, E. : Ungerea elementelor de angrenaje.

Heidger, M. : Cuplajele, elemente de construcţie.

Reinsch, H. : Angrenaje cu reglaj continuu pentru vehicule.

nr. 33/1970

Herholz, H. : Clasificarea combinată a pieselor.

Finkelnburg, H. : Fixarea pieselor de prelucrat.

Korycinski, M. : Înzestrarea maşinilor de şlefuit circular, fără vîrfuri de fixare.

Birgmayer, I. : Maşini rotative fără deservire.

Trapp, F. : Produse lichide de alcalizare a apei de alimentare.

nr. 34/1970

Stich, W. : Laminatul benzilor cu toleranţe reduse.

Ludwig, H. : Formarea economică prin întindere-presare.

Radtke, H. : Arcuri în uneltele de tăiat şi transformat.

nr. 35/1970

Wiedenroth, W. : Uzura la transportul hidraulic al materialelor solide.

Bast, F. : Noi aparate de transpunere pentru conteinere.

Mousberger, S. : Transportor vertical de piese cu funcţionare neîntreruptă (cu opriri).

Kasten, F. : Programe completate.

Ehlers, H. şi *Volker, U.* : Materiale sinterizate pentru cuplaje şi frîne.

Gheorgiu, N. şi *Ionescu, N.* : Întinderea automată a curelelor de transmisie.

Wildhagen, E. : Cuzineţi cu guler de construcţie nouă.

nr. 36/1970

Schopper, H. : Şlefuitul fin pe maşini de şlefuit circulare.

Zillig, E. : Şlefuitul cu maşini NC.

Müller, K. E. : Lucrul pe maşini de eroziune calibrate.

Dr. ing. *Wirtsch* şi ing. *Schumacher, B.* : Tăiatul prin eroziunea cu scîntei cu electrod de sîrmă.

Ing. *Schekulin, K.* : Cu eroziune de scîntei sau pe cale electrochimică ?

nr. 37, 1970

Haim, K. : Calitatea transmiterii, un indice al angrenajului ideal.

Kunda, B. : Înclinarea optimală a unghiurilor pentru angrenajele cu roţi dinţate.

nr. 38, 1970

Wilke, H. : Gazul metan în marea întreprindere.

Enke, Ch. : Debavurarea şi polizarea pe maşini cu tambur.

Schmidt, W. : Alegerea celui mai adecvat sistem pentru măsuratul durităţii prin penetraţie.

Reinsch, H. : Şlefuitul pe bandă al aluminiului.

Trapp, F. : Plantarea suprafeţelor de grohotiş (zgură şi cenuşă).

nr. 39/1970

Bottocher, H. : Oţel-beton protejat prin zincuire la cald.

Rendberg, D. : Comanda şi reglajul prin însumare la excavatoarele hidraulice.

Granzen, H. : Sudura UP în construcţii industriale de oţel.

Kufner, O. : Pietre naturale pentru pavatul străzilor.

Schönemann, Z. : Centrul de greutate : automate pentru executarea drumurilor.

nr. 40, 1970

Wolters, D. : Vaccinatul în topitul fontei.

Chamonard, A. şi prof. ing. *Versailles, A. M.* : Matriţarea cu ciocanul de matriţat.

Dr. ing. *Oehler, G.* : Lucratul la prese fără pericol de accidente.

Klost, W. : Utilizarea solvenţilor fără periclitarea sănătăţii.
Schwartz, A. : Ochi, fii atent (la prelucrarea lemnului).
Dr. *Dietrich, G.* : Îndepărtarea sulfului la topirea prin inducţie.

nr. 41, 1970

Dr. ing. *Kühnel, W.* şi Dr. ing. *Raabe, F.* : Influenţa numărului paletelor la rotorii turbinelor axiale.
Faschalleg, E. şi *Jäger, F.* : Reglajul pompelor centrifuge.
Preuss, E. : Pompe submersibile cu rotor centrifug.

nr. 42/1970

Haning, H. : Termoplaste formate la rece.
Werner, Z. : Procedee de fabricaţie ale pieselor de cauciuc.
Ladwig, H. : Rezistenţa la uzură a melcilor.
Adam, G. : Discuţiuni recente dar... ce s-a cîştigat?

nr. 43/1970

Stastny, M. : Probleme de curenţi la înzestrarea cu palete a turbinelor cu aburi.
Fleischner, P. : Desfăşurarea curenţilor în turbo-maşinile hidraulice.
Brüning, R. : Prepararea uleiului şi a gazelor în scopul arderii.
Schünemann, S. : ,,Scînteia sa din arzător să se aprindă''.

Die Maschine

nr. 5/1970

Ing. *Hoppe, F.*, Ing. *Sehring, H. J.* : Prelucrarea fusurilor încrucişate cu mandrine automate cu dublu ax deservite din faţă.
Dipl. Ing. *Schlinkmann, R. S.* : Compresoare fără ulei.
Ing. *Rahtz, R.* : Broşarea raţională a ulucilor de butuc.
Thomson, F. : Broşare de înaltă productivitate printr-o nouă automatizare.
Bartz, B. : Bazele ungerii angrenajelor.
Dipl. Ing. *Schönenberg, W.* : Noi cuplaje deosebit de elastice adaptabile în cel mai înalt grad la condiţiunile de montaj date.
Ing. *Schütz, H.* : Eliminatori de praf şi utilizarea lor în special în ateliere de producţie şi reparaţii mici şi mijlocii.
Dipl. ing. *Wietfeldt, W.* : Ameliorarea climei în ateliere şi hale de fabrici.
Dipl. ing. *Alber, G.* ing. *Siesing, H. J.* : Instalare de maşini fără fundament.

Metals and Materials

mai, 1970

O'Brien, R. şi *Fordham, R. W.* : Probleme administrative ale inovaţiei.
Walker, A. : Lipirea sub vid.
Chadwick, R. : Importanţa lubricaţiei în extindere.

Tehnica Hronica (Grecia) 3/525

martie, 1970

Frangakis, C. N. : Aplicarea regulii lui Simpson la integrarea numerică a funcţiilor cu valori extreme ascuţite.

Refrigeration and Air Conditioning

mai, 1970

Grosling, C. T. : ABC-ul condiţionării aerului (V).

Revue d'Iéna

1/1970

Falto, W. : Tendinţe în dezvoltarea domeniului de construcţie a aparatelor spectrale optice.
Beyer, K., *Hohn, B.*, *Pfeifer, K.* : Experimentări cu spectroanalizorul cu citire directă DSA 240.
Dinescu, R., *Cerchez, M.* : Determinarea diferenţelor de culoare a ceramicii cu ajutorul leucometrului.
Krüger, R. : Distribuirea temperaturii şi densităţii electronice în stadiu înaintat a exploziei unui fir.
Blum, R. : Influenţa conţinutului de steril din cărbuni asupra spectrelor de absorbţie infraroşii ale acestora.
Bernst, R., *Henninger, H.* : Determinarea spectrochimică a variaţiei concentraţiei în straturile de difuzie în interiorul plajelor de mare concentraţie.
Vajgand, V., *Todorovski, T.* : Posibilităţile aplicării interferometrului de laborator la analizele de titrare chimică.
Reichenboch, K. : Lucrul raţional cu dispozitivul de măsură adaptabil la epruvetele ER 1 pentru spectrocolorimatul SPEKOL.

Schweisstechnik

nr. 4/1970

Kaup, F. : Motivele rupturii la piese de autovehicule sudate necorespunzător.
Wuich, W. : Lipirea cu ajutorul arzătorului de sudat şi a cutiei cu material de sudat.
Schulze, G. : Experienţe culese la lipirea dură cu maşina de lipit.
Nareiks, H. : Metoda ,,Varial''. Acetilena pe căi noi.

Sanitär + Heizungstechnik

nr. 3/1970

Möller, H. : Condensatoare şi transmiţători de căldură pentru tehnica frigului şi a climei.
Körver, H. I. : Probleme de garanţie la instalaţiile de încălzit şi aerisit.
Fenrich, H. : Spălător cu presiune la instalaţiile de apă. Intensitatea curentului de apă, încărcarea.
Weise, E. : Durata de timp ce poate fi petrecută în adăposturile de siguranţă cu aerisire.
Thummernicht, W. : Dispozitivele deversoare la bazinele obişnuite sau la bazinele cu valuri.
Schrowang, H. : Electrotehnică pentru constructorii instalaţiilor de încălzire şi aerisire.

Materialprüfung

nr. 3/1970

Blanel, H. I.G . : Mecanica rupturii, un mijloc pentru înţelegerea rezistenţei mecanice.
H. H. K. — Blecken von Schmeling: Despre un criteriu de ruptură pentru polimeri înalţi, dedus din teoria cinetică a rupturii.
Witting, G. : Investigaţii teoretice şi experimentale privind încercarea prin curenţi Foucault a cilindrului cu două straturi.
Andreae, G. : Preciziunea benzilor de contracţiune.

Style auto — Architettura de la carrozzeria

23 — nr. 4 — 1969

Mario Dinarich — Alfa Romeo Junior Zagato.
Karl Ludvigsen — Ford GT (III).
Alberto Rosselli şi *Isao Hosoe* — Orlandi Meteor.
Jean Bernardet — GT în fabricaţie : Opel, Chausson, Brissonneau-Lotz.
Sa — Ford : idei şi automobile de expoziţie.

Mécanique Matériaux — Électricité

nr. 243 — martie 1970

Baghin, R. — Frecare şi vibraţii.
Servaes, H. — Lubrificaţie elastohidrodinamică a palierelor netede de lăţime finită.
Pomey, G. — Evoluţia recentă a cercetărilor asupra calităţii de ambutisare.
Huet, M. — Studiul găuririi principalelor aliaje utilizate la turboreactoare.
M. du Parquet — Coroziuni prin vibraţii şi coroziuni prin contact.

Mécanique — Matériaux — Électricité

No. 244 — aprilie 1980

Capy, R. : Generalități asupra palierelor și lagărelor hidrostatice.
Strygler, E. : Exemple de realizare : mașini pentru încercarea articulațiilor.
Charcosset, C. : Lagăre și glisiere hidrostatice cu reglarea laminărilor de capăt.
Creuzot, H. : Reconsiderarea geometriei burghiului helicoidal.
Baglin, R. : Frecare și vibrații. Partea a II-a : Vibrații produse și întreținute prin frecare.

Soudage et techniques connexes

martie—aprilie

Hennion, J. : Construcția unei sfere din oțel destinată explorării submarine la 3 000 m.
Granjon, H., Debiez, S. Gaillard, R. : Studiul sudabilității oțelurilor prin metoda implanturilor, rezultate actuale și perspective noi.
Moressee, G. : Sudarea la mașinile speciale ale programului spills.

Souder-revue pratique du soudage

Nr. 89 — martie 1970

— Sudarea cu arc pulsat.
— Sudarea prin rezistență (tehnici utile).
— Lista defectelor de sudură prin topirea metalului : clasificare terminologie, definiții.

Metals and Materials and Metallurgical Reviews

nr. 4 — aprilie 1970

Pick, H. J. — Problemele tehnice ale noilor materiale.
Hewitt, R. L., Halherbe, de M. C. — Proiectarea și construcția structurilor plastice din fibre carbonice.
Winsper, C. E., Dawson, G. R., Sansome, D. H. — Introducere în mecanica prelucrării metalelor prin oscilații.
Blazynski, T. Z. — Dezvoltări recente ale fabricației tuburilor de oțel fără cusătură.

Refrigeration and Air Conditioning

aprilie 1970

— Controlul zgomotelor în sistemele de ventilație și de condiționare a aerului.
— Condiționarea aerului în industria alimentară.
Reed, G. — Conversație despre întreținere.
Norfolk, E. — Problemele întreținerii.
Gosling, C. T. — ABC-ul condiționării aerului (partea V).
Bernard C. Oldham — Istoria folosirii frigului (II).

Le tracteur et la machine agricole

martie 1970

Jordi, H. — Încercările comparative ale mașinilor de recoltat cartofi.
Sieg, R. — Materiale pentru prepararea patului de sămînță primăvara.

Mesures — régulation — automatisme

nr. 4 — aprilie 1960

Winston E. Kock — Folosirea laserelor în echipamentul de măsură.
Pagès, J. — Perspectivele dezoltării automatizării industriale în Franța.
Bouchard, R. M. — Automatizarea centralei termice de la Loire s/Rhône.
Dart, R. — Analiza semnalelor și aplicarea echipamentelor la studiul structurilor.

Courrier de la Normalisation AFNOR

nr. 12 — martie-aprilie 1970

Cabrillac, C. — O metodă de analiză pentru o baie de galvanizare.
Cabrillac, C. — Studiul unor condiții ale formării și pulverizării ceței saline în încercările de coroziune.
Boulle, C. — Utilizarea discurilor magnetice în informatică.
J. de Laclémandière — Despre automatizarea documentară.
Levèque, J. — Specificația tehnică a cauciucului brut.
Montadat, J. — Ghid pentru prepararea specificațiilor pentru materialele plastice.
Bourdarie, R. — Tuburi și racorduri din policlorură de vinil neplastificate.
Roche, R. — Oțelurile de scule definite de norma franceză NF A 35—590.
Abram, F. — Un domeniu nou al normalizării : vibrațiile și șocurile mecanice.
Pallin, M. — Gîndurile unui normalizator de întreprindere asupra reprezentării grafice a stării suprafeței.

Chaud — Froid — Plomberie

nr. 283 — martie 1970

Libert, A. — Instalațiile de condiționare a aerului așezate pe acoperiș.
Roussel, M. — Ventilația mecanică a locuințelor și folosirea aparatelor cu combustibil gazos.

nr. 284 — aprilie 1970

Libert, A. Instalațiile pentru condiționarea aerului instalate sub acoperiș.
Rigaud, J. : Fluidele medicale în spital : protoxidul de azot.
Rigot, G. : Convecția : diferența de temperatură.
Fridmann, P. : Diverse accesorii pe organele de reglaj .
Zogovski, W. : Ventilarea locașurilor pentru baterii de acumulatori.

The Chartered Mechanical Engineer

aprilie 1970

Hodgson E. W. — Ergonomia și accidentele de muncă.
Brian Flowers — Consiliul cercetării științifice.
Goulder, B. — Un sistem de fabricație bazat pe calculatoare pentru o întreprindere mică.

The Journal of Automobile Engineering

aprilie 1970

Richard, F. Ansdale — Dezvoltarea și tendințele motorului de automobil.
Phillip S. Myers — Poluarea atmosferei.
Stafford. L. G. și *Russell, J. B.* — Proiectarea aerodinamică — Partea I : Principiile de bază.

mai 1970

Philip Neal : Viitorul materialelor plastice întărite cu fibre de sticlă.
Gerald Burridge : Puterea necesară frînelor autovehiculelor comerciale.
Macielinski, J. W. : Proiectarea și alegerea articulațiilor universale.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

PRIMUL TÎRG INTERNAŢIONAL LA BUCUREŞTI — 13 octombrie 1970

În ziua de 3 iulie a.c. a avut loc, la Bucureşti, conferinţa de presă organizată de Camera de Comerţ a Republicii Socialiste România, cu ocazia **primului Tîrg internaţional Bucureşti 1970.** Cu acest prilej, preşedintele Camerei de Comerţ a făcut unele comunicări în ce priveşte organizarea acestui tîrg şi modul în care se va desfăşura. D-sa a menţionat că acest important eveniment, care inaugurează prima ediţie a tîrgului internaţional, este legat de gradul de maturitate economică pe care l-a atins în prezent ţara noastră, în special în ramura industriei constructoare de maşini. Un alt factor, tot atît de important, este participarea României într-o măsură din ce în ce mai largă la circuitul economic mondial, făcîndu-se prezentă tot mai activ în schimburile internaţionale de valori materiale.

Deşi la prima sa ediţie, Tîrgul internaţional de la Bucureşti a stîrnit un deosebit interes în rîndul cercurilor internaţionale de afaceri, primind pînă în prezent confirmarea participării a 26 de ţări care au solicitat importante spaţii pentru expunerea produselor.

Un loc de frunte, atît în ce priveşte desfăşurarea şi varietatea de expunere, îl vor ocupa ţările socialiste. Pavilioanele lor vor totaliza o suprafaţă de 22 390 m², din care România va ocupa peste 15 000 m², Uniunea Sovietică şi R.D.Germană cîte 1 850 m², Cehoslovacia 1 350 m², urmate, în ordine, de Polonia, Ungaria, Bulgaria, Iugoslavia, Albania. De asemenea vor mai participa şi alte 18 state cu expoziţii colective printre care : R.F. a Germaniei, cu o expoziţie desfăşurată pe 7 500m², S.U.A.—3000 m², Austria 2500 m², Italia 2300 m², Anglia 2000 m². Urmează în ordinea suprafeţei de expunere Elveţia, Franţa, Danemarca, Japonia, Belgia, Suedia, Olanda, Argentina, Spania, Finlanda, Brazilia, Israel, India.

În afară de aceste participări, vor mai expune, în standuri individuale, peste 60 de firme, dintre care 25 din Austria, 22 din R.F.a Germaniei, 5 firme franceze, 3 elveţiene şi 4 suedeze. De asemenea, vor participa firme din Anglia, Olanda, Italia, Liechtenstein şi Luxemburg.

În ce priveşte România, în calitate de ţară gazdă, va dispune, aşa cum s-a arătat, de circa 7000 m² spaţiu acoperit şi peste 8500 m² spaţiu descoperit, respectiv 20 la sută din întrega suprafaţă a expoziţiei.

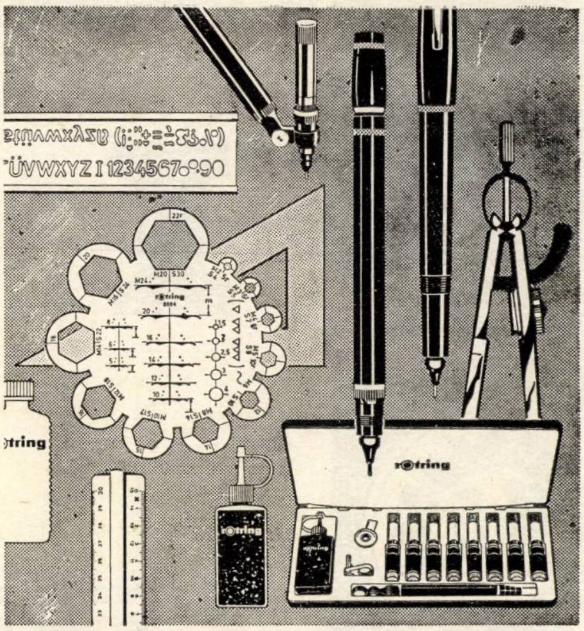
Exponatele întreprinderilor de comerţ exterior Maşinexport, Industrialexport, Electronum, Autotractor, Mecanoexport, Uzinexport, Tehnoimport şi Metalimport vor ilustra, în cadrul profilului tîrgului, gradul înalt de dezvoltare a industriei româneşti constructoare de maşini, vor reflecta potenţialul tehnic ridicat de care dispune, precum şi oferta sa largă de export. Prezentate în stare de funcţionare şi în ansambluri tehnologice, exponantele vor fi armonios completate de machetele unor instalaţii complexe. Vor fi prezentate, printre altele în standuri, ultimele tipuri de maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor, maşini pentru prelucrarea lemnului, produse electrotehnice şi electronice, maşini şi echipamente pentru industria alimentară, machete de construcţii navale, material rulant, tractoare şi maşini agricole, maşini pentru construcţii civile, rulmenţi, cabluri, produse siderurgice etc.

Ţările şi firmele expozante vor dispune de o largă gamă de servicii şi de cele mai bune posibilităţi pentru a transforma participarea lor într-un veritabil succes comercial.

Toate suprafeţele expoziţiei vor fi prevăzute cu căi de acces şi alei dotate cu sisteme moderne de iluminat şi sonorizare, ornamentaţii florale, locuri de recreere, puncte comerciale şi de alimentaţie publică. Un pavilion special va fi rezervat amenajării unui centru de presă, a unui club al oamenilor de afaceri, birouri de informaţii, oficiu turistic, centru de schimb, poştă, telefon, săli de proiecţie de filme, conferinţe de presă, cocktailuri.

În aceste condiţii, deosebit de avantajoase, puse la dispoziţia expozanţilor şi a vizitatorilor de organizatorii acestei manifestări de prestigiu, scopul se va atinge prin aceea că se va realiza extinderea şi intensificarea schimburilor şi cooperării economice internaţionale — factor important în promovarea bunei înţelegeri şi colaborării între state.

E.S.



rotring

macht das Zeichnen leichter

Pe baza renumitului Tintenkuli a fost dezvoltat stiloul cu tuş Rapidograph, primul stilou cu tuş din lume, cu sistem tubular şi mecanism cu piston, pentru desen tehnic, cu 10 grosimi de linii de la 0,1 la 1,2 mm. Sistemul schimbabil Variant contribuie la o mai bună raţionalizare a lucrărilor de desen. Pot fi realizate 10 grosimi de linii de la 0,1 pînă la 1,2 mm folosind un singur suport.
Pentru scrierea curată şi exactă, Rotring oferă un sistem variabil Varioscript pentru 16 mărimi de litere, de la 1,4 la 20 mm.
Special pentru desenul pe material plastic a fost confecţionat stiloul cu tuş Foliograph pe baza sistemului interschimbabil, cu vîrf de safir, pentru 8 grosimi de linii de la 0,15 la 1,2 mm. De asemenea a fost adoptat pentru tuşuri dizolvante de folii şi solubile în apă. Cu Rotring se poate desena mai uşor—mai repede — — mai raţoinal !

- Asigură o durată lungă de funcţionare datorită vîrfurilor tubulare rezistente la uzură
- Uşurează alegerea grosimii necesare
- Trasează linii uniforme cu margini bine definite
- Asigură lucrări curate
- Are un rezervor de tuş de mare capacitate
- Se reîncarcă în mod simplu
- Se poate curăţa uşor

O vastă gamă de instrumente de desen indispensabile, în cazurile în care se cere o înaltă precizie : stiloul de tuş, tuş de desen, şablon de scris şi desenat, linii, echere, compasuri.

RIEPE—WERK 2 Hamburg—54
POSTFACH 13 529 R.F.G.
EXPUNEM LA TÎRGUL INTERNAŢIONAL BUCUREŞTI 1970, Hala 1 (parter), stand nr. 250
Vă rugăm cereţi prospecte!

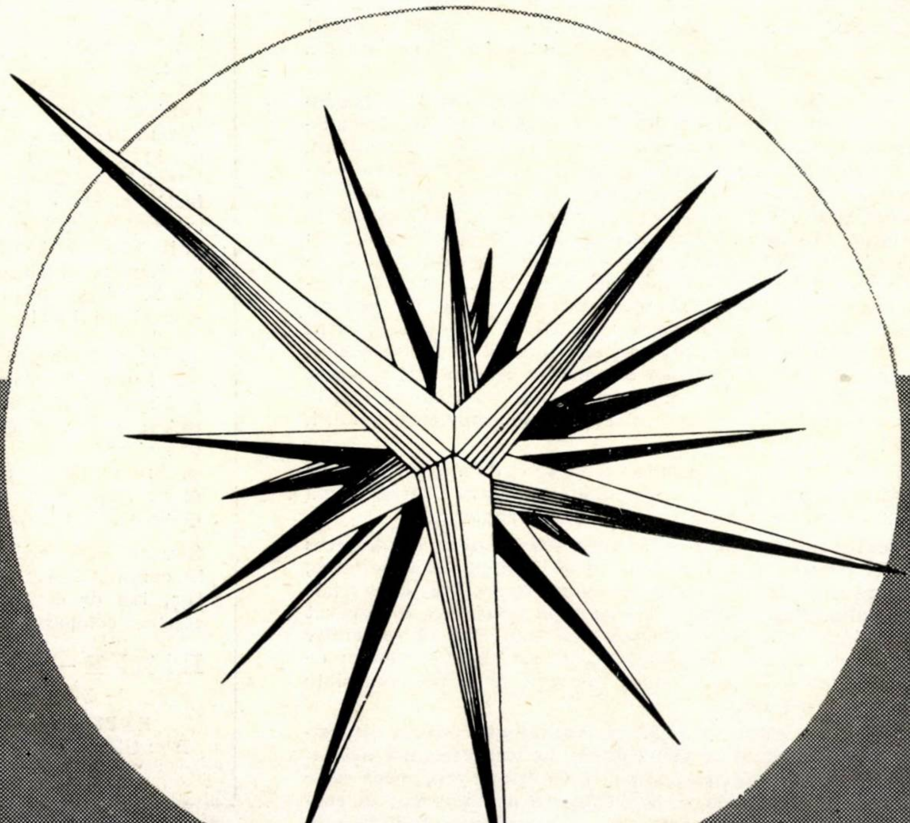
PUBLICOM

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

I C M

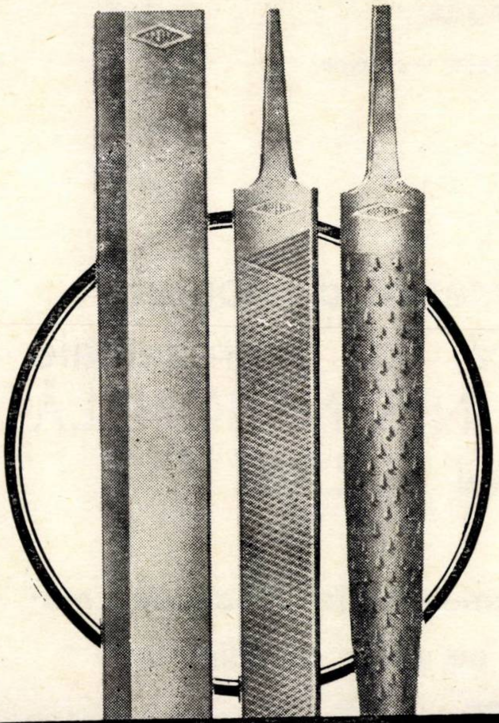
STR. TH. AMAN, 4 – BUCUREȘTI

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI INTENSIFICÎND PREDAREA LOR CĂTRE INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR



FABRICA DE PILE BUCURESTI

Produce si livrează :



FAPIRO

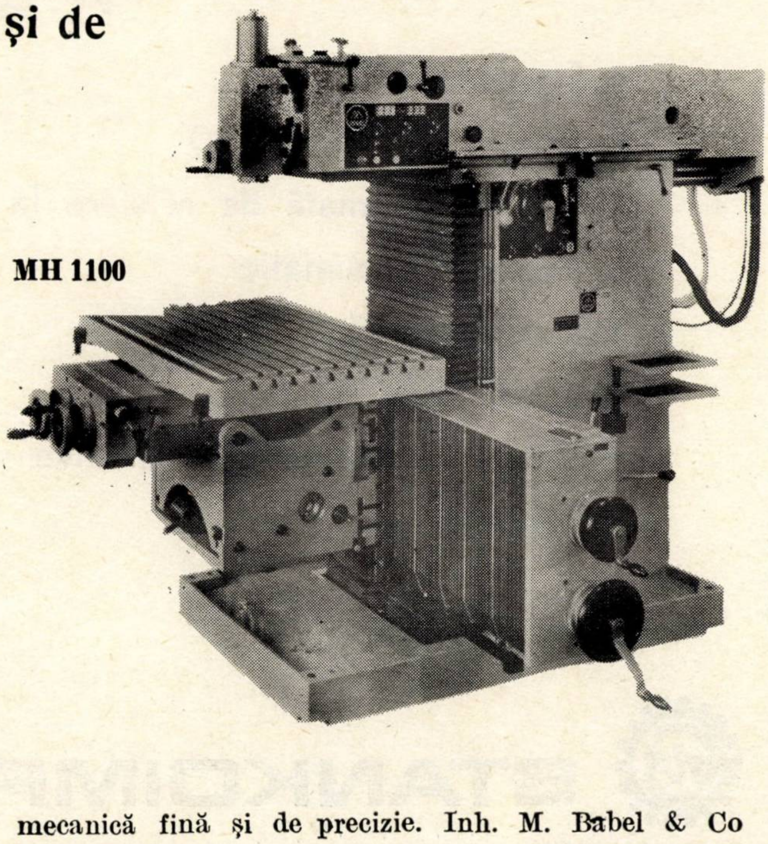
o gamă variată de pile, rașpele și cuțite

- Pile pentru prelucrarea metalelor:
  late, triunghiulare, pătrate, rotunde etc.
- Pile pentru ascuțit:
  late, triunghiulare și rotunde
- Truse pile auto
- Truse pile ac
- Rașpele: lemnar, potcovar, cismar etc.
- Cuțite: abricht, tocător, de grosime, pentru tăiat hîrtie, ghilotină etc.

Calea Ferentari nr. 62 Sect. 6 Bucuresti Tel 23.28.80

MAHO

Mașini universale de frezat și de găurit



Tip: MH 600, MH 700, MH 800, MH 1000, MH 1100

Domenii mari de funcționare
Construcție perfectă
Deservire bună
Capacități de frezare înalte
Posibilități multiple de folosire grație gamei largi de accesorii.

Prezentăm mașinile noastre la Tîrgul Internațional din București, în hala T, standul 230

MAHO, Constructori de mașini de mecanică fină și de precizie. Inh. M. Babel & Co
D. 8962 Pfronten Tel. 08363-8151 Telex 05 41414

PUBLICOM

40 STANKOIMPORT
1930 - 1970
ani de activitate în comerţul exterior

Cele mai recente tipuri de maşini de pontat de precizie, de fabricaţie sovietică, vor fi prezentate de Stankoimport la EXPOZIŢIA INTERNAŢIONALĂ din Bucureşti, în pavilionul U.R.S.S.

În acel pavilion veţi putea vedea, de asemenea în funcţiune, modelele-tip care s-au făcut deja cunoscute pe piaţa mondială:

- Strunguri semiautomate 1B125, 1425
- Maşini de pontat 2411, 2A430, 2V440A, 2A450
- Maşini de rectificat 3E12, 3V642
- Maşini de tăiat angrenaje 5V833, 5K32P, 584
- Maşini de frezat 6N10
- Maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului ChLK-8, TPD-15, KS, PKhF, SVSA-2, SR6-8, TPA-3
- Foarfece N5222
- Prese KD2326, I1330
- Maşină automată de refulare la rece A1221
- Aparataj pneumatic
- Unelte de tăiat
- Instrumente de măsură
- Unelte cu diamant şi abrazive
- Rulmenţi

STANKOIMPORT

PUBLICOM

MARCI CU RENUME BUN

Mărci al căror renume răsună în 100 ţări din toată lumea. Acestea sînt mărcile maşinilor cehoslovace care ajută la confecţionarea îmbrăcămintei şi încălţămintei omenirii. Ele sînt rezultatul tehnicii celei mai moderne, tehnologiei noi, tradiţionalului know-how şi muncii cinstite.

ELITEX	maşini textile
UNIPLET	maşini de tricotat cu diametru mic şi cu diametru mare
SVÌT	maşini de pielărie şi de cismărie
MINERVA, LADA	maşini de cusut industriale şi casnice
AKRA	ace de cusut şi tricotat, platine de tot felul
ZKL	lagăre cu rulmenţi

INVESTA

25

Tot ce doriţi să cunoaşteţi despre maşinile acestor mărci vă oferă cu plăcere:

INVESTA AS, Kodanská 46, Praha 10 CEHOSLOVACIA. Toate informaţiile necesare le veţi afla, de asemenea, la expoziţia amplă AS INVESTA

La primul tîrg internaţional din Bucureşti

PUBLICOM

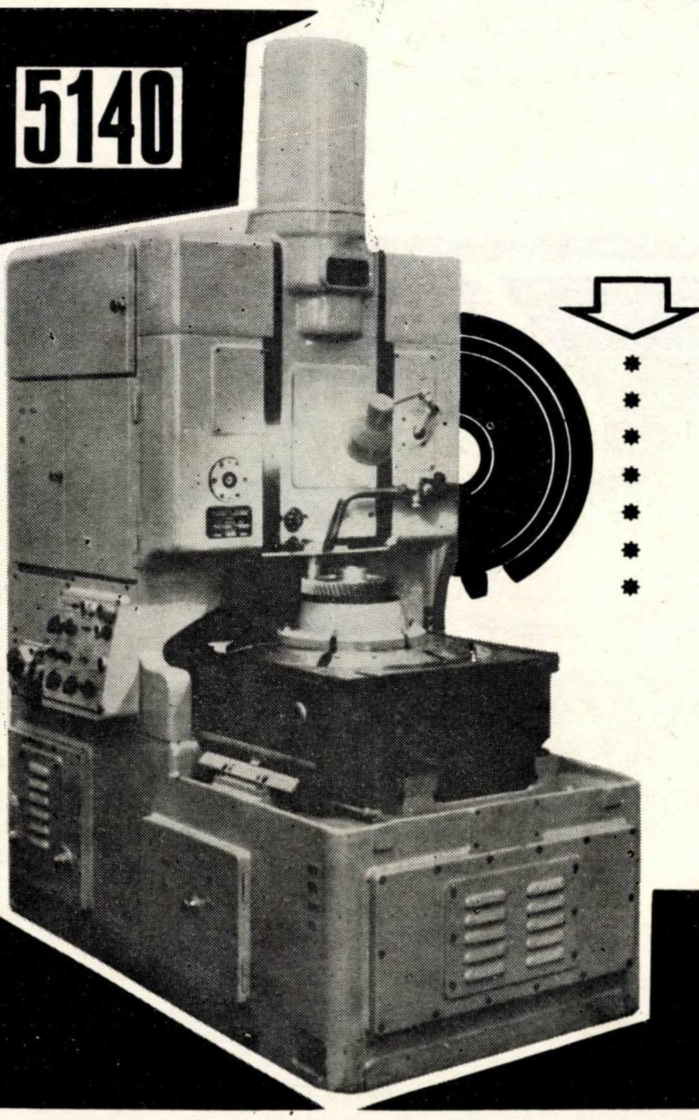
40 YEARS STANKOIMPORT 1930 – 1970

Profilul dintelui obținut printr-o singură trecere, trecerea a doua (de finisare) asigură o înaltă precizie.

MAȘINĂ PENTRU TĂIAT ANGRENAJE CU AJUTORUL UNUI CUȚIT-ROATĂ DINȚATĂ

5140

5140



Acest model, ca și modelul 5V150, prezintă următoarele avantaje:

— randament mare, durată de funcționare a sculei și precizia tăierii, datorită utilizării ciclului automat cu două treceri, cu schimbarea regimurilor de tăiere între ele;

— posibilitatea de a tăia angrenaje cu modul mare;

— posibilitatea de a modifica direcția cuțitului la sfîrșitul operației, ceea ce prelungește durata sa de funcționare;

— posibilitatea de a tăia angrenaje elicoidale.

	5140	5V150
Diametrul maxim de tăiere, mm	500	800
Modulul maxim	8	12
Lățimea maximă a coroanei dințate, mm	100	170

V/O "Stankoimport" oferă de asemenea mașini de tăiat angrenaje cu cuțit-roată dințată, model 5V12, 5M14 și 5V161 pentru diametrele respective următoare: 208, 500 și 1 250 mm (module: 4, 6 și 12 mm).

Informații detaliate la cerere.

PUBLICOM

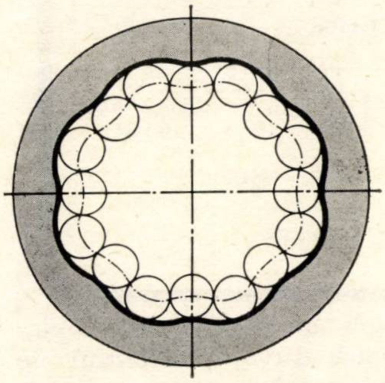
STANKOIMPORT

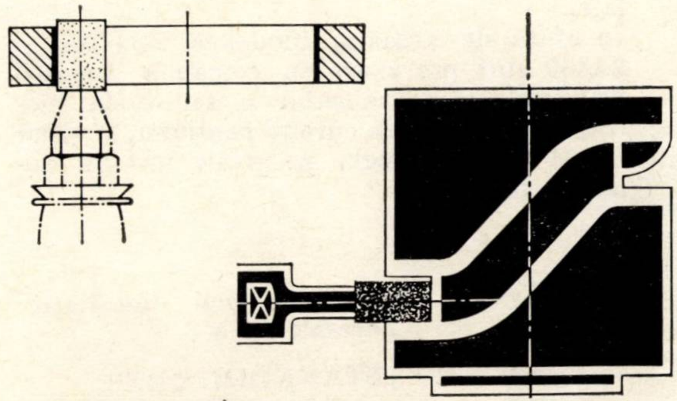
V/O "STANKOIMPORT" Moscova G-200 Telefon: 244-21-32
Telex: 227, 228

PUBLICOM

MAȘINĂ UNIVERSALĂ DE RECTIFICAT CU SISTEM DE COPIERE tip UKS

pentru rectificarea eficientă și de mare precizie a curbelor plane, înfășurătoare și lungi





FRITZ KOPP
Werkzeugmaschinenfabrik GmbH
Neu-Ulm/Donau

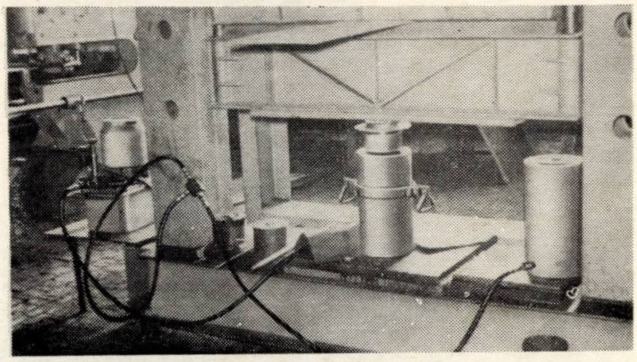
PUBLICOM

Cum să scădem cheltuielile de salarii și să economisim timpul de lucru?

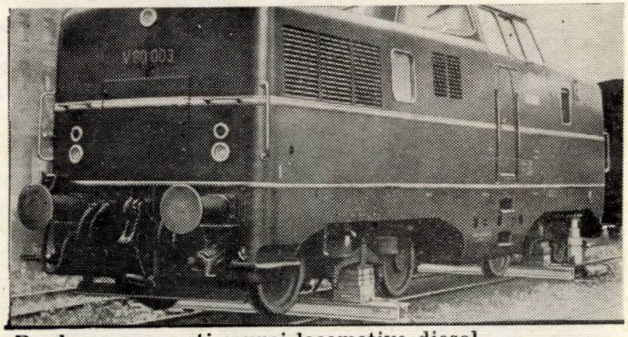
Ar trebui să vă procurați în mod gratuit manualul LUKAS precum și cartea specială, bogată în explicații „Hydraulikwerkzeuge und Arbeitszylinder als Konstruktionselemente" (Instrumente hidraulice și cilindri de lucru, elemente de construcție). Veți afla, în acest fel, cît de multe operații care cer presiuni mari sau forțe de tracțiune ridicate, pot fi mult raționalizate cu ajutorul hidraulicii LUKAS.

Utilizarea drept elemente de mașini sau de tensiune, montarea ramelor de presare și a aparatelor de control, montarea și demontarea diferitelor piese, slăbirea fără perturbări a benzilor de presiune, operații de ridicare, fălțuirea tuburilor și a rezervoarelor, îndoirea și aplatisarea tuburilor, ridicarea, lăsarea în jos și împingerea sarcinilor etc.

Dispozitiv de tracțiune



Presă pentru rotunjirea muchiilor



Readucerea pe roți a unei locomotive diesel

Nu faceți experiențe cînd este vorba de presiune sau tracțiune înaltă

FOLOSIȚI:

Frieseke & Hoepfner G.m.b.H.
D 852 Erlangen-Bruck
Telefon 1 72 24

Bon pentru manualul LUKAS și pentru cartea specială „Hydraulikwerkzeuge und Arbeitszylinder als Konstruktionselemente"

Intreprinderea

CONTROL OPTIC, SAU CONTROL NUMERIC?

Fiecare dintre ele oferă anumite avantaje

Rămîne la latitudinea dv. să alegeţi dintre cele cinci modele cu consolă

Maşinile de pontat prin coordonate, fabricate în U.R.S.S.

Model	2410	2B420	2B430	2B440A	2A450
Dimensiunile mesei, mm	200 × 360	250 × 450	320 × 560	400 × 800	630 × 1100
Precizia afişajului coordonatelor	0,003	0,003	0,004	0,003	0,004
Sistemul de citire a coordonatelor		numeric		optic	

Toate aceste modele au mecanizată deplasarea mesei în două direcţii, sistemul de preselecţie a coordonatelor, precum şi un mare număr de accesorii, dispozitive şi utilaje.

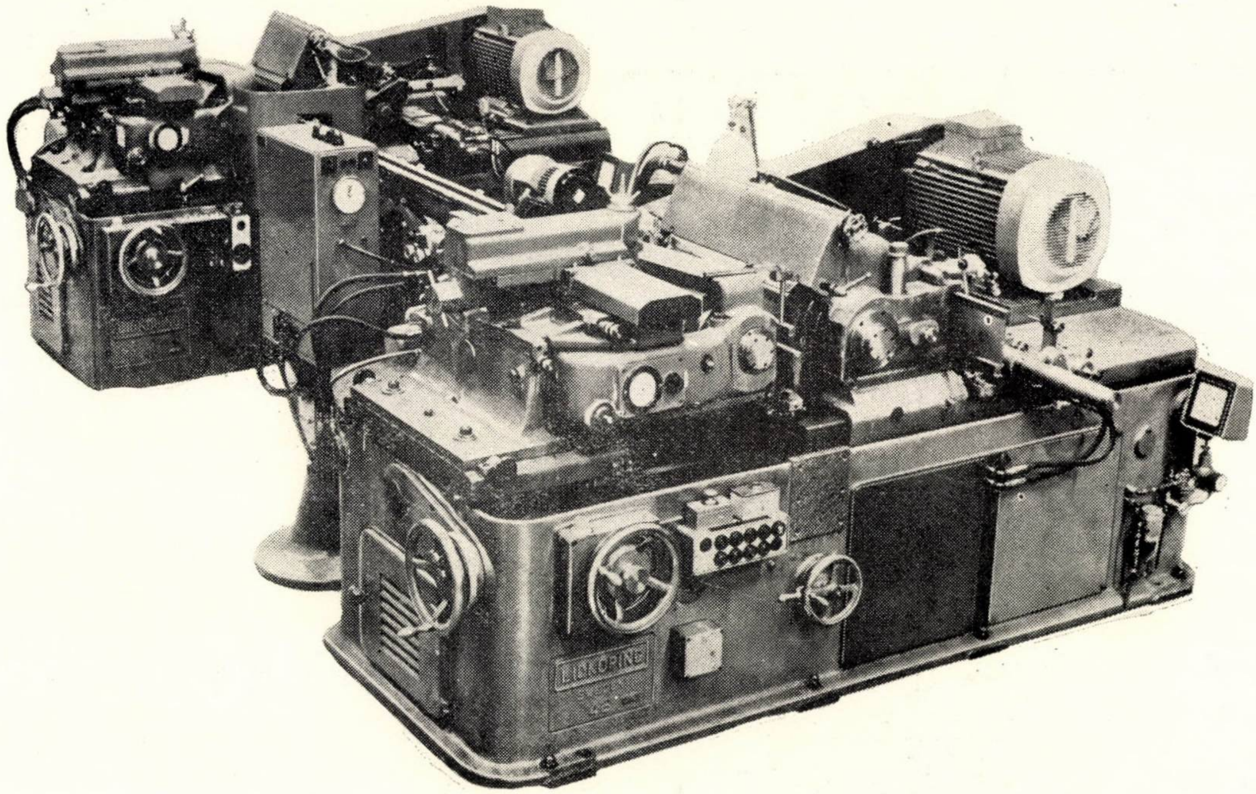
În afară de aceasta, modelele 2B440A şi 2A450 sînt prevăzute cu comanda mişcării principale şi a avansului mesei de la motoarele electrice de curent continuu, a căror viteză se poate regla progresiv într-un domeniu larg.

Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la:

V/O „STANKOIMPORT"
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Telefon: 244 — 21 — 32
Telex.: 227, 228

STANKOIMPORT

PUBLICOM



Instalaţie pentru rectificarea fără vîrfuri a bolţurilor de piston

Instalaţia LIDKÖPING este o soluţie interesantă în operaţiile de rectificare fără vîrfuri a bolţurilor de piston.

Caracteristica soluţiei LIDKÖPING este că numai cu două maşini în linie se obţin aceleaşi rezultate care altfel necesită uneori utilizarea a şapte maşini la instalaţiile clasice. Vastul program de fabricaţie LIDKÖPING dă posibilitatea alegerii maşinii potrivite pentru a obţine rezultatul dorit; acesta este principalul motiv al reducerii numărului de maşini în linie.

Linia de rectificare fără vîrfuri a bolţurilor de piston, de mai sus, care a fost livrată în anul 1969, se compune dintr-o maşină nr. 46 pentru rectificare brută şi o maşină nr. 4B pentru polizare.

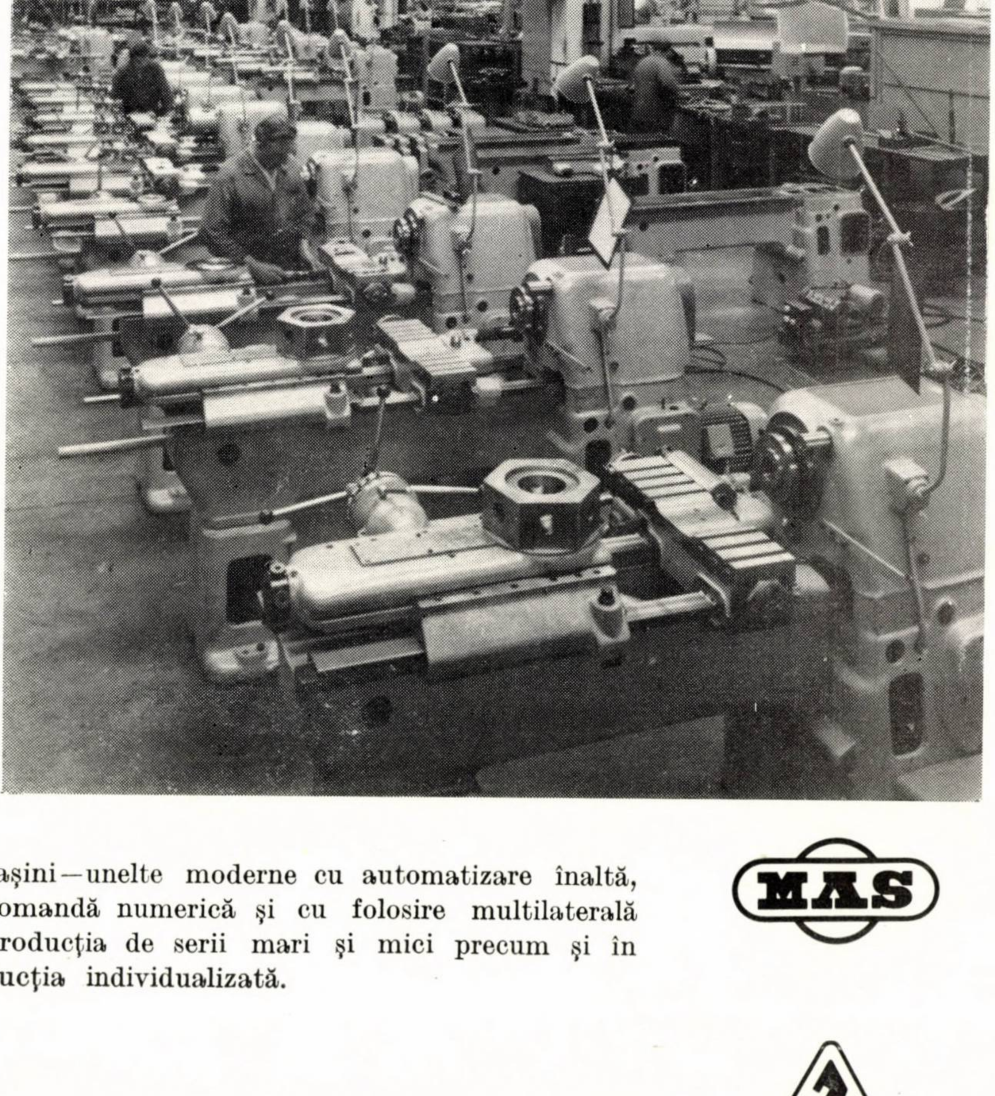
Date de rectificare	**Operaţia 1**	**Operaţia**
Viteza avansului	2 m/min	2 m/min
Deplasare	0,8 mm	0,003 mm
Rotunjire	0,5 μm	0,5 μm
Rectitudine	0,5 μm	0,5 μm
Finisajul suprafeţei	0,09 μm	0,05–0,07 μm CLA

LIDKÖPING

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AB
Adresa: Box 146 S-531 01 Lidköping, Telegrame: VERKSTADEN
Telex: 5047

PUBLICOM

Strojimport



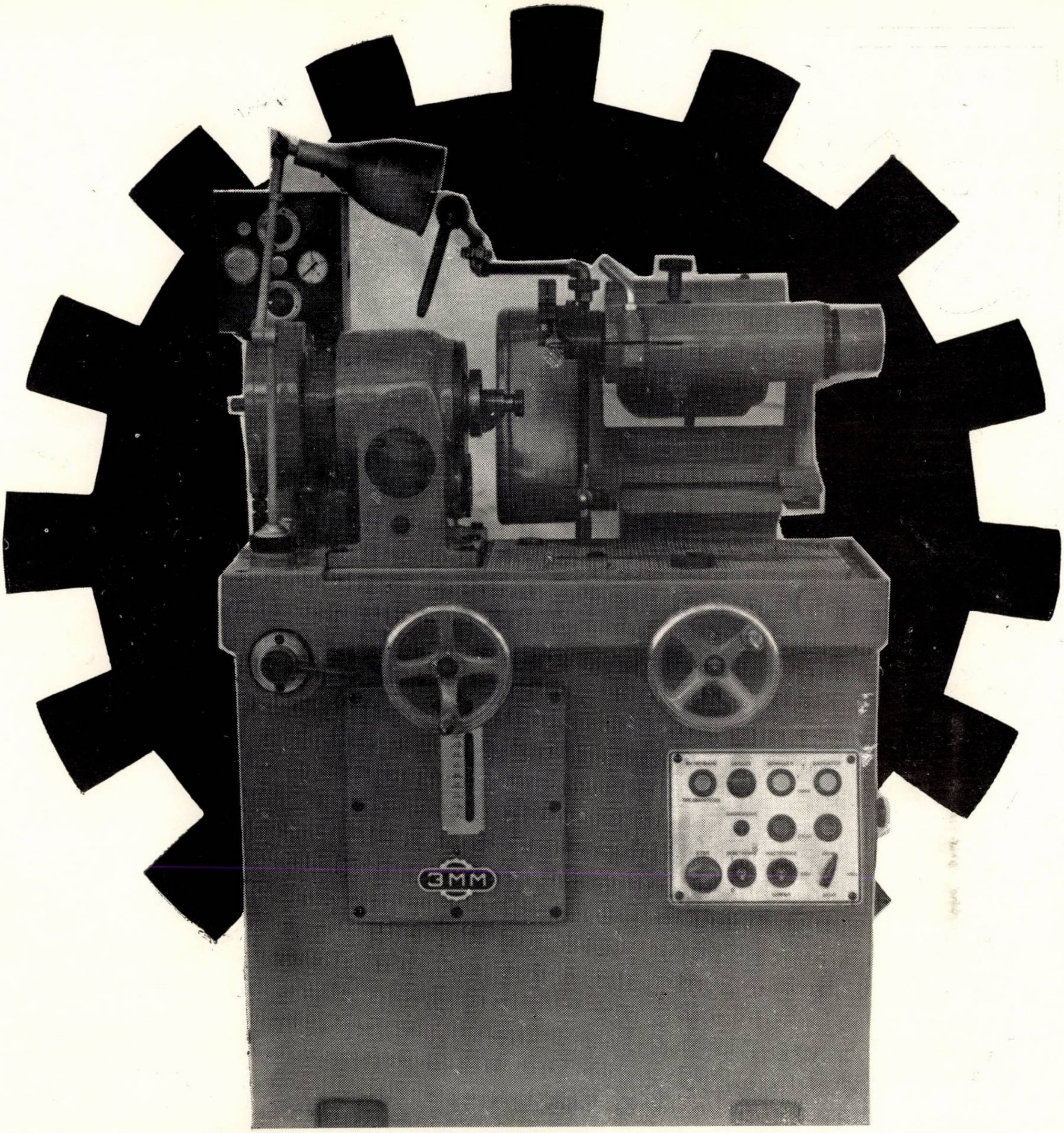
Maşini—unelte moderne cu automatizare înaltă, cu comandă numerică şi cu folosire multilaterală în producţia de serii mari şi mici precum şi în producţia individualizată.

Strojimport Strojimport

STROJIMPORT — Praga —
Republica Socialistă Cehoslovacă

Informaţii obţineţi la:
Agenţia economică de pe lîngă Ambasada Republicii Socialiste Cehoslovace la Bucureşti, str. Oţetari nr. 3

PUBLICOM



MACHINOEXPORT

Vă oferim pentru întreprinderile dv. metalurgice

MAŞINA DE TEŞIT ZM—2

Această maşină este prevăzută pentru a curăţa aşchiile şi a teşi profilul dinţilor angrenajelor. Ea serveşte la prelucrarea angrenajelor de diferite lăţimi, grosimi şi forme şi se distinge prin înaltele ei calităţi tehnice şi de exploatare.

Diametrul angrenajului prelucrat	40—400 mm
Grosimea angrenajului prelucrat, pînă la	100 mm
Modulul dinţilor angrenajului prelucrat, pînă la	10 mm
Viteza lamei	4 000 rot/min
Greutatea	700 kg

EXPORTATOR: „MACHINOEXPORT" S.R.L.
str. Aksakov 5, Sofia Bulgaria Tel. 88 53 21. Telex: 011 425
Telegrame: Machinoexport — Sofia

BULGARIE

PUBLICOM

Maşini PS în care se poate
avea toată încrederea:
REDUREX FLENDER

Într-un singur anunţ nu putem să vă informăm în detaliu asupra unei transmisii cu roţi dinţate, care există în multe feluri de construcţie şi în diferite mărimi, bineînţeles şi ca transmisie perforatoare. Noi sîntem specialişti în tehnica acţionării. Vă putem livra tocmai acea transmisie de care aveţi nevoie.

Ar trebui să cunoaşteţi toate posibilităţile noastre.

Adresaţi-vă la FLENDER

Transmisie cu roţi dinţate. Transmisie cu melc. Transmisie reglabilă fără trepte. Transmisii prin curea şi prin cuplu.

Beratungszentrale Osteuropa:

A. FRIEDR. FLENDER & CO., 2500 BADEN BEI WIEN, ROSEGGERSTR. 15, TELEFON 4373
PUBLICOM

De precizia pieselor depinde calitatea maşinilor!

V/O „STANKOIMPORT"

propune pentru prelucrarea pieselor de precizie Maşinile de rectificat suprafeţele plane de diferite tipuri şi dimensiuni

Cu masă dreptunghiulară

	Model	3701	3B70V	3G71	3711	3B722	3B724	3B732
✸	Dimensiunile mesei, mm	125 × 400	160 × 400	200 × 630	200 × 630	320 × 1000	400 × 2000	320 × 800

✸ ✸ Maşinile sînt echipate cu o comandă hidraulică dezvoltată şi cu un mare număr de dispozitive şi accesorii. Reglajul vitezelor de deplasare a mesei este progresiv.

Marea viteză de prelucrare şi utilizarea glisierelor de rulare permit să se obţină, cu aceste maşini, piese de înaltă precizie, a căror finisare a suprafeţei este egală cu 0,3 – 0,4 microni.

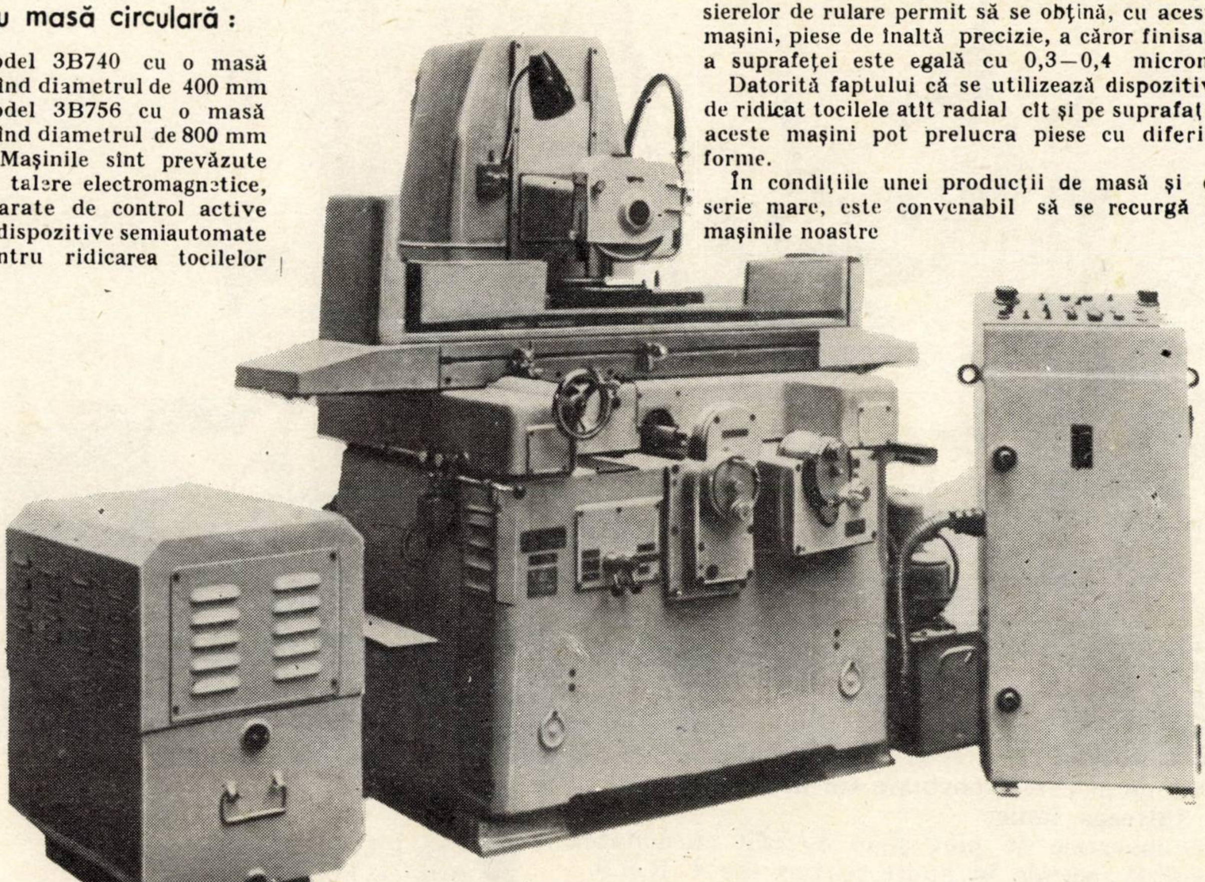
Datorită faptului că se utilizează dispozitive de ridicat tocilele atît radial cît şi pe suprafaţă, aceste maşini pot prelucra piese cu diferite forme.

În condiţiile unei producţii de masă şi de serie mare, este convenabil să se recurgă la maşinile noastre

Cu masă circulară :

Model 3B740 cu o masă avînd diametrul de 400 mm
Model 3B756 cu o masă avînd diametrul de 800 mm

Maşinile sînt prevăzute cu talere electromagnetice, aparate de control active şi dispozitive semiautomate pentru ridicarea tocilelor



STANKOIMPORT

Adresaţi comenzile dv. la V/O „STANKOIMPORT"
Moscova G 200, U.R.S.S.
Telefon: 244 – 21 – 32
Telex: 227

PUBLICOM

TAKRAF

NUMERE + FAPTE grăiesc pentru macarale Eberswaldene din R.D.G.

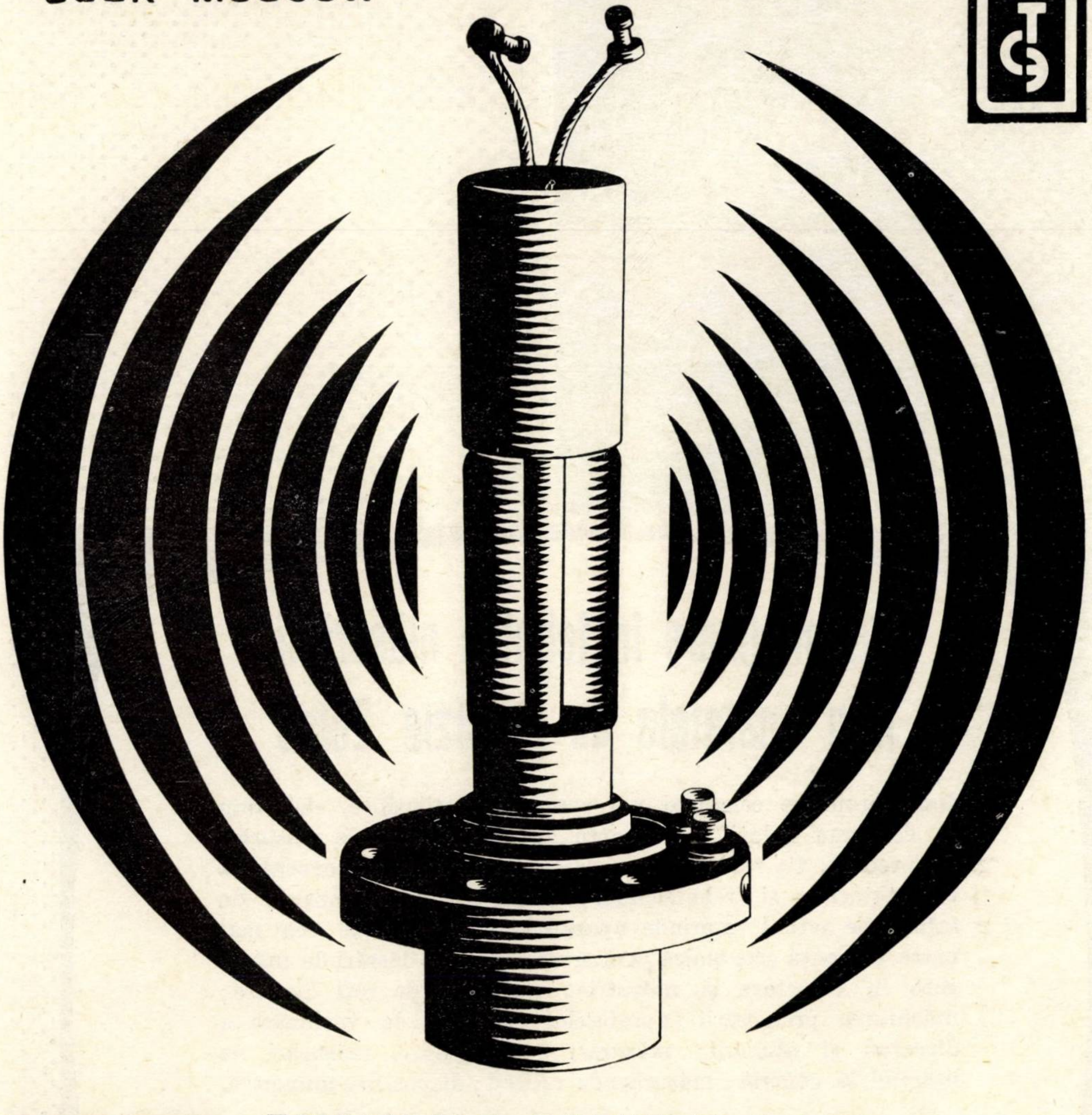
PADEREWSKI
GDYNIA
26

1900 de macarale portuare am livrat, din anul 1948, în întreaga lume.
750 macarale de port și-au dovedit eficacitatea în condiții speciale în multe porturi din U.R.S.S.
200 de macarale Eberswalder echipează, în prezent, porturile braziliene. Macaraua noastră de 10 Mp. realizează o productivitate de 1 milion de tone materiale în vrac, pe an. În porturile sovietice din Siberia sau la Marea Înghețată, în țări din zona tropicală sau subtropicală, în Brazilia, America Centrală sau în Liban, pretutindeni ele au dovedit o mare eficacitate și siguranță în exploatare. Programul nostru de exploatare cuprinde: macarale de port de la 3,2 Mp pînă la 40 Mp forță portantă pentru mărfuri diferite și pînă la 32 Mp pentru mărfuri în vrac.

VEB KRANBAU EBERSWALDE
RDG – 13 EBERSWALDE
ERNST THÄLMANN – STRASSE 64
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ
EXPORTATOR:
MASCHINENEXPORT
VOLKSEIGENER AUSSENHANDELSBETRIEB DER
DEUTSCHEN DEMOKRATISCHEN REPUBLIK
DDR – 108 BERLIN,
MOHRENSTR. 53 – 54

PUBLICOM

VSESOJUZNAJA EXPORTNO-IMPORTNAJA KONTORA
Techsnabexport
USSR · MOSCOW



БХВ
БСВ

TUBURILE PENTRU RAZE X
BCHV—6,7
pentru analiza structurală

se caracterizează printr-o putere mare între limitele 3,5—5 kV
Curentul anodic este de ordinul a 100 ma
Pentru analiza structurală BSV 1—11
Puterea limită a tuburilor pentru raze X BSV 1—6 de la 0,004 la 0,8 kW
Puterea limită a tuburilor pentru raze X BSV 7—11 de la 0,2 la 1 kW

Adresa noastră :

V/K TECHSNABEXPORT
Moscova G—200 U.R.S.S. Telefon : 244.32.85 Telex : 239

PUBLICOM

CARL ZEISS
JENA

Raţionalizare în tehnica măsurării prin aparatele de precizie Zeiss

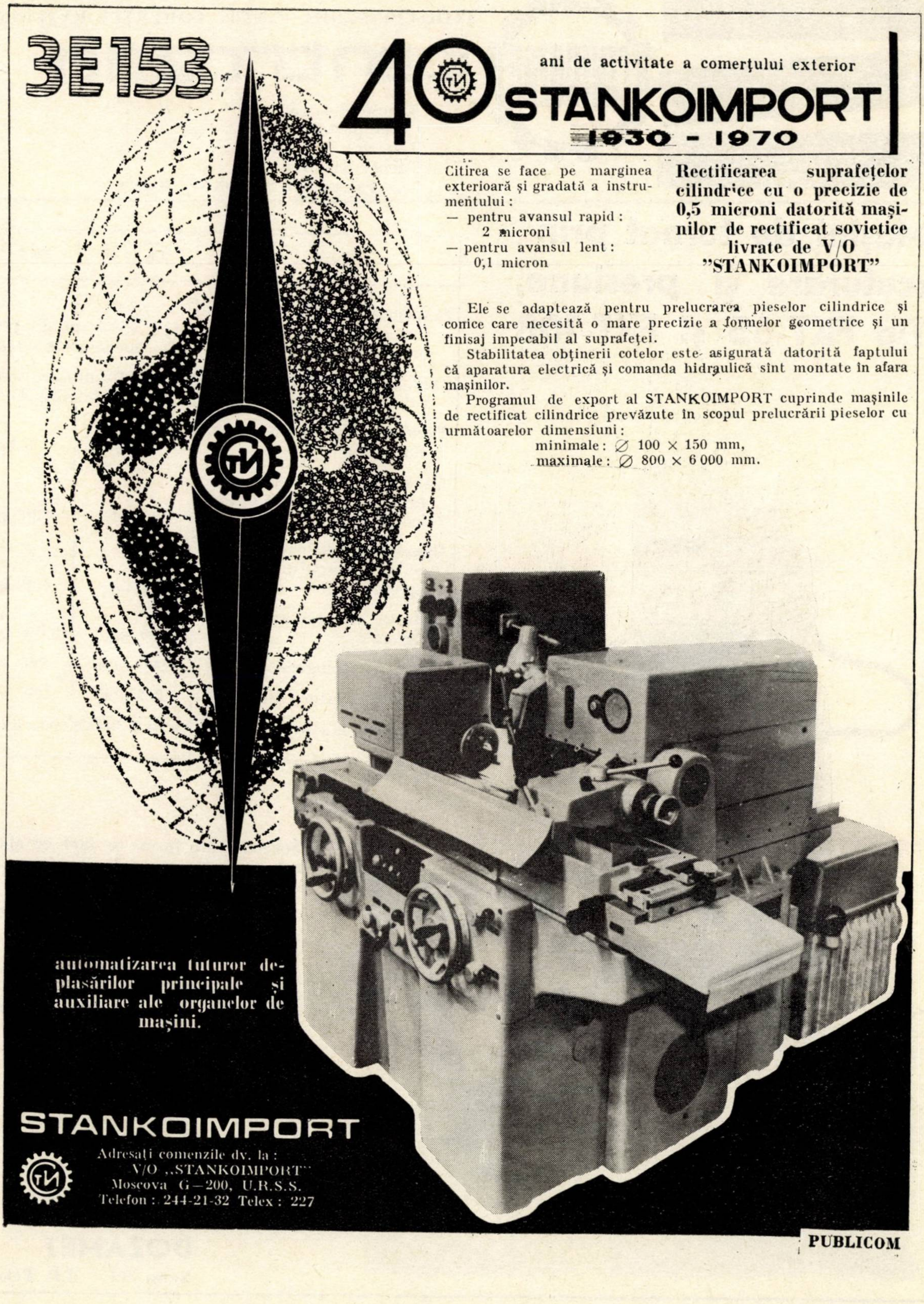
Bazîndu-ne pe cele mai noi cunoştinţe ştiinţifice, elaborăm în continuu soluţii noi pentru aparate tehnice de măsurări de precizie. Ca rezultat remarcabil al muncii consecvente a cercetătorilor şi tehnicienilor noştri, programul nostru de fabricaţie actual cuprinde aparate de precizie de cea mai mare eficienţă economică pentru următoarele lucrări de măsurare în cercetare şi industrie: măsurări de roţi dinţate; măsurarea prelucrării suprafeţelor; aparate de verificare a direcţiei şi alinierii; măsurări de unghiuri; măsurări de lungimi în general; măsurări de orificii; dispozitive numerice.

Vă rugăm să vizitaţi standul nostru de expoziţie la Tîrgul internaţional de la Bucureşti, în pavilionul R.D.G.

VEB Carl Zeiss JENA

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

PUBLICOM



40 ani de activitate a comerţului exterior

STANKOIMPORT

1930 - 1970

Citirea se face pe marginea exterioară şi gradată a instrumentului :
— pentru avansul rapid : 2 microni
— pentru avansul lent : 0,1 micron

Rectificarea suprafeţelor cilindrice cu o precizie de 0,5 microni datorită maşinilor de rectificat sovietice livrate de V/O "STANKOIMPORT"

Ele se adaptează pentru prelucrarea pieselor cilindrice şi conice care necesită o mare precizie a formelor geometrice şi un finisaj impecabil al suprafeţei.

Stabilitatea obţinerii cotelor este asigurată datorită faptului că aparatura electrică şi comanda hidraulică sînt montate în afara maşinilor.

Programul de export al STANKOIMPORT cuprinde maşinile de rectificat cilindrice prevăzute în scopul prelucrării pieselor cu următoarelor dimensiuni :

minimale : ∅ 100 × 150 mm,
maximale : ∅ 800 × 6 000 mm.

automatizarea tuturor deplasărilor principale şi auxiliare ale organelor de maşini.

STANKOIMPORT

Adresaţi comenzile dv. la :
V/O „STANKOIMPORT"
Moscova G—200, U.R.S.S.
Telefon : 244-21-32 Telex : 227

PUBLICOM

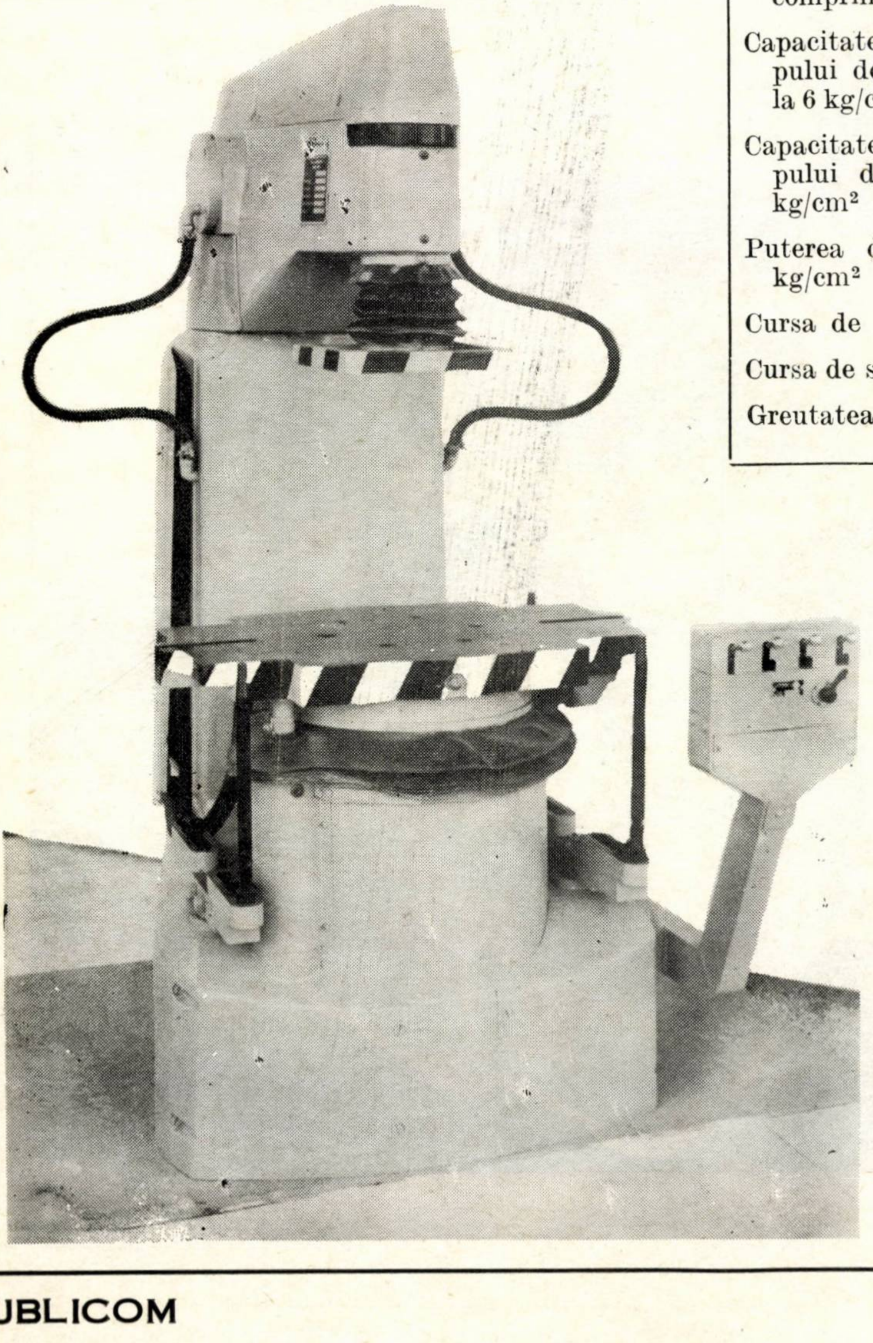
INTREPRINDEREA PENTRU COMERŢUL EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — POLONIA
Cutia poştală : 825
Telefon : 513 401
Telex : 31—416
Telegrame : CENTROZAP Katowice

Maşini de turnat prin scuturare şi presiune, Tip FKT-65 şi FKT-108

	FKT—65	FKT—108
Dimensiunile maxime ale formelor de turnare lungimea × lăţimea × înălţimea	max. 630 × 500 × 300 mm	max. 1100 × 900 × 400 mm
Distanţa între masă şi talerul de strîngere	max. 525 mm min. 325 mm	max. 640 mm min. 440 mm
Presiunea de lucru a aerului comprimat	6 kg/cm²	6 kg/cm
Capacitatea efectivă a grupului de spălare a formei la 6 kg/cm²	225 kg	800 kg
Capacitatea efectivă a grupului de scuturare la 6 kg/cm²	300 kg	650 kg
Puterea de strîngere la 6 kg/cm²	7 500 kg	18 000 kg
Cursa de strîngere	100 mm	290 mm
Cursa de scoatere din formă	225 mm	290 mm
Greutatea maşinii	circa 1 300 kg	circa 3 700 k



Scoaterea din forme se face cu ajutorul unui dispozitiv de încălzire şi răcire.

Maşina de turnat typ FKT—108 este adaptată pentru a fi încorporată la funcţionarea în ciclu automat.
Fabricăm, de asemenea, maşini de montat tip FKT—54 pentru forme cu dimensiunile de 500 × 400 × 150 mm

Fabricant : Dolnoslaskie Zaklady
Metalurgiczne
DOZAMET
Nowa Sól — R.P. Polonă

PUBLICOM

Vizitați Standul Japoniei la primul Tîrg Internațional de la București

Un dispozitiv unic și absolut sigur pentru a obține aer proaspăt și curat

AMADERA Handicon® KUATSU

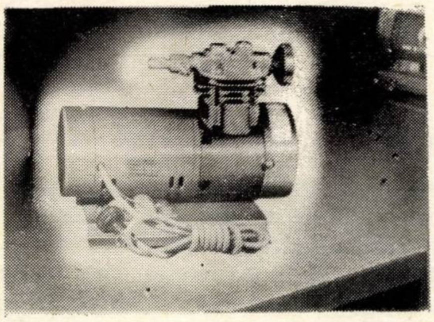
Compresoare fără ungere și pompe de vid

Fără lubrifiere

Nu necesită întreținere

Volum redus

Greutate mică



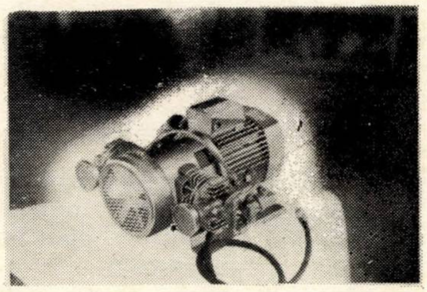
Caracteristici :

Prima mașină japoneză cu piston fără ungere, de model redus

Durata de serviciu a instalației : 10 000 ore

Nu reclamă nici lubrifiere nici întreținere

Instalația fiind fără lubrifiere, aerul nu se poate amesteca cu uleiul



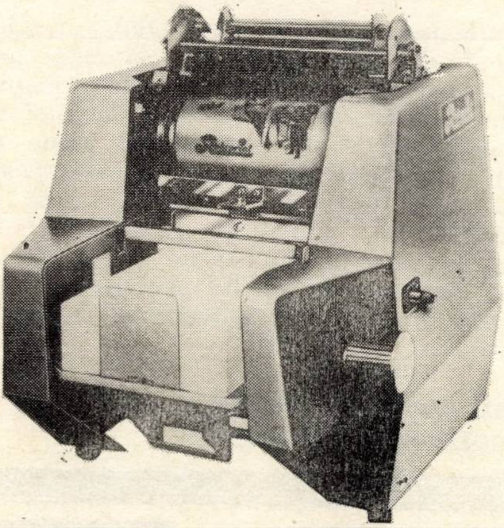
Cai putere:

¼HP(0.2kW) **1/8 CP 1/6 CP 1/4 CP 1/2 CP 1 CP 2 CP 3 CP** ½HP(0.4kW)

AMADERA KUATSU KOGYO CO., LTD.

12-50, 2-Chome Nishirokugo, Ota-ku, Tokyo, Japan Phone: Tokyo 03(733)5521

PUBLICOM



Rotaprint

Mașini de tipar ofset și de reprodus

ROTAPRINT este procedeul ofset de actualitate pentru rezolvarea tuturor problemelor de tipar și reproducere pentru oricare birou, pentru oricare branșă și pentru oricare mărime de întreprindere.

Oferta ROTAPRINT pornește de la micul model de masă DIN A 4 și continuă cu mașina postament cu aspirație DIN A4, DIN A3 și DIN A2 pînă la mașina de reproducere și de tipar pe față, de formatul 50x70 cm.

ROTAPRINT **62 WIESBADEN · HOLZSTR. 50 · BRD.**

PUBLICOM

Polizoarele pneumatice realizează o şlefuire eficace la viteza dorită

Puţine sisteme se adaptează atît de bine la operaţii industriale intense de şlefuire—rectificare ca sistemul pneumatic. Motoarele cu palete utilizate în seria de polizoare ATLAS COPCO sînt compacte, robuste şi funcţionează exact la viteza potrivită în fiecare caz. Aceste maşini rezistente nu se pot supraîncărca şi ele pot fi folosite chiar de muncitori fără pregătire specială.

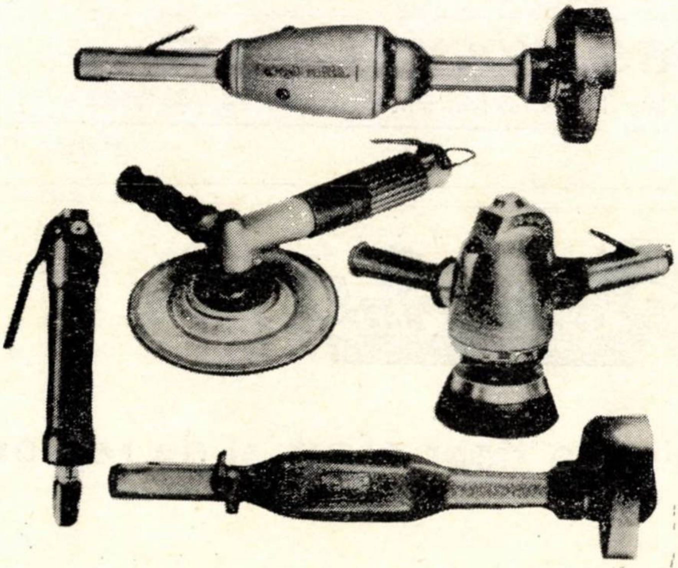
Patru tipuri principale

Polizor cu profil drept pentru discuri de rectificat pînă la 200 mm diametru.

Maşină de rectificat plan pentru roţi cu centrul coborît, piatră-oală, perie de sîrmă, piatră abrazivă subţire pentru retezat şi disc de şlefuire pînă la 230 mm diametru.

Şlefuitor — lustruitor pentru şlefuire, cu discuri din fibră pînă la 175 mm diametru; lustruire cu tampon de lînă sau şaibă de lustruit.

Maşină de rectificat cu discuri de carbură de wolfram şi pile rotative.



Caracteristici tehnice

Raportul favorabil dintre capacitatea înaltă şi greutate înseamnă scăderea oboselii operatorului şi ridicarea producţiei.

Securitate. Aceste polizoare sînt construite în conformitate cu cele mai stricte dispoziţii pentru securitatea muncii. Regulatorul de turaţie este bine protejat. Toate discurile sînt prevăzute cu dispozitive de protecţie.

Regulatorul de turaţie menţine viteza în limitele prescrise, oferă protecţie împotriva spargerii discurilor, reducînd consumul de aer la mersul în gol.

Toate modelele sînt prevăzute cu filtre de aer. Multe modele sînt înzestrate şi cu lubrificatoare automate.

Funcţionarea lipsită de vibraţii şi reducerea zgomotului sînt asigurate de garnituri de rulmenţi perfecţi şi de amortizoare eficiente de zgomot.

Execuţie precisă. Fiecare piesă vitală a maşinii este făcută din oţel dimensionat la mare precizie: pentru cilindrii motorului, de exemplu, sînt admise toleranţe de numai 3—5 microni.

Universalitate. Graţie unei vaste game de accesorii, această serie de instrumente poate fi utilizată în orice operaţie imaginabilă de polizare-lustruire.

Gama de utilaje industriale Atlas Copco include: compresoare, unelte pneumatice, utilaj pentru vopsire prin pulverizare, suflante, garnituri.

Utilizaţi cuponul pentru a cere informaţii suplimentare

Către: Atlas Copco AB, S—105 23 Stockholm, Suedia.
Vă rugăm trimiteţi detalii tehnice despre polizoarele pneumatice.

Numele

Funcţia

Intreprinderea

Adresa 13/70

Atlas Copco

Stockholm, Suedia
Vînzări şi „Service"
în peste 100 de ţări

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0.25 şi 1 035 t/h şi presiuni între 8 şi 195 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2.6

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

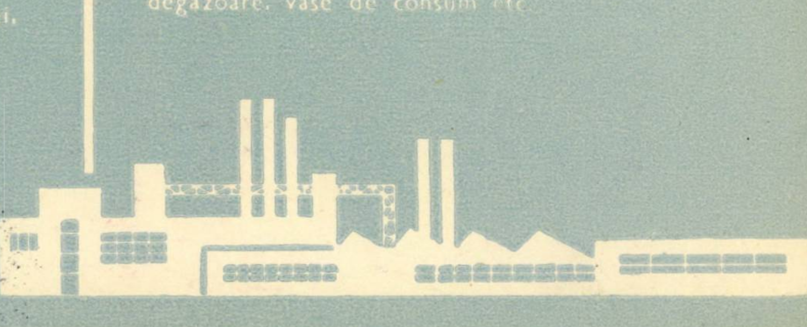
DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL: filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare de 1.5; 3; 7; 9; 12; 15 şi 19.3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².



Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
Bucureşti tel. 31.51.02

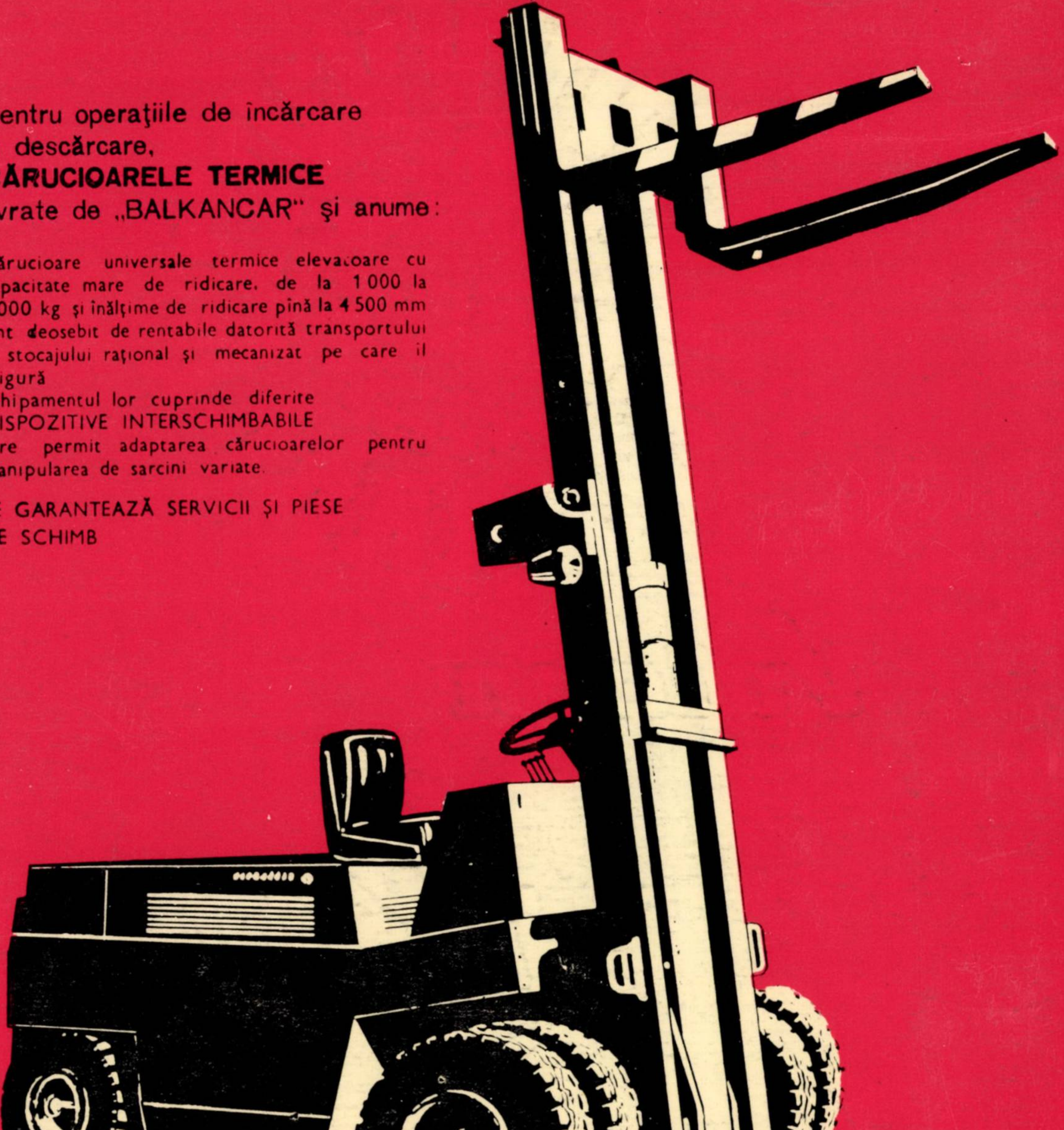
BALKANCAR — GARANŢIE PENTRU CALITATE SUPERIOARĂ!

Pentru operaţiile de încărcare
şi descărcare,
CĂRUCIOARELE TERMICE
livrate de „BALKANCAR" şi anume:

Cărucioare universale termice elevatoare cu capacitate mare de ridicare, de la 1 000 la 5 000 kg şi înălţime de ridicare pînă la 4 500 mm sînt deosebit de rentabile datorită transportului şi stocajului raţional şi mecanizat pe care il asigură

Echipamentul lor cuprinde diferite DISPOZITIVE INTERSCHIMBABILE care permit adaptarea cărucioarelor pentru manipularea de sarcini variate.

SE GARANTEAZĂ SERVICII ŞI PIESE DE SCHIMB



Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, binevoiţi a vă adresa la:
BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export" — Bulgaria, Sofia
56, str. Alabine — Telex: 386 — Telegrame: Balkancarimpex — Export, Sofia

balkancar

1970 DEC 1 7

E 3279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

0 L

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 10 • OCTOMBRIE 1970

FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD

produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri :*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

UZİNA 1 MAİ PLOİEŞTİ

Produce şi livrează la export şi intern

- Instalaţii de foraj tip: T—50B, 2DH—100, F—125, F—200, 3DH—250, 3DH—400, 4DH—315, şi F320—3DH
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex şi duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP, şi 1250 CP, tip: 3 PN—465, 2 PN—800, 2 PN—1000, 2 PN—1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip 2 PN—340, 3 PN—465, 2 PN—800, şi 2 PN—1250
- Agregate de cimentare şi fisurare tip AC—400 B, AC—500 şi ACF—700
- Instalaţii de prevenire a erupţiilor cu acţiune hidraulică, 20 de tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere şi capete de carotieră

UZINA DE CONSTRUCŢII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploieşti, strada Democraţiei nr. 121, telefon 10300 — telex 019.219 Ploieşti — Căsuţa poştală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploieşti

UPETROM
PLOIEŞTI

UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

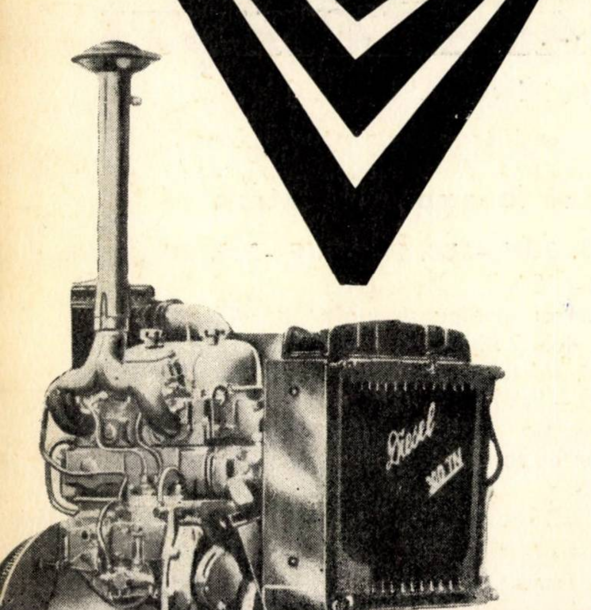
TIMPURI NOI

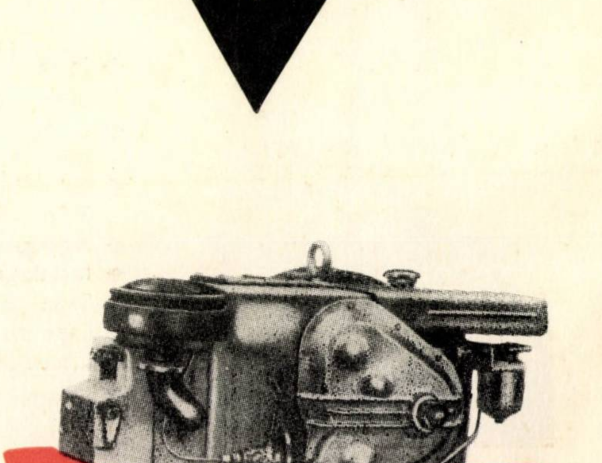
BUCUREŞTI

execută şi livrează

Motoare diesel cu puteri pînă la 120 CP pentru:

• Utilaje de construcţii • Utilaje pentru agricultură • Pompe de uz general şi speciale • Generatoare de c.a. şi c.c. • Motocare şi motoridicătoare • Ambarcaţiuni • Utilaje pentru silvicultură • Utilizări diverse



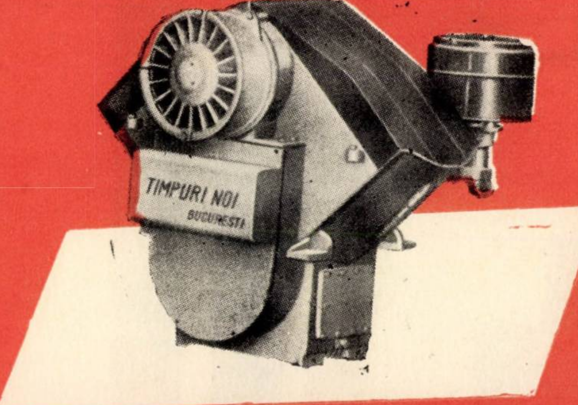


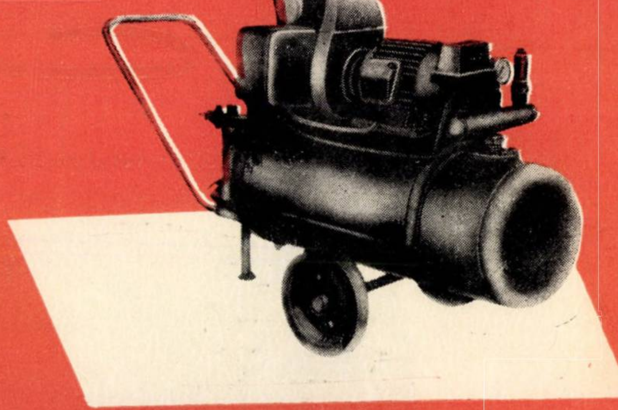
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREŞTI

în ţară şi străinătate:





Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—35 kgf/cm^2 pentru:

• Locomotive • Instalaţii petroliere • Excavatoare • Automatizări • Troleibuze • Şantiere • Garaje • Vopsitorii

PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ŞI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON – CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

uzina UNIREA cluj

Piața 1 Mai nr 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238

LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei mașini este de 350 m min și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat.

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

In afară de acest produs, uzina mai fabrică in serie, atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1970

CUPRINS

1971.VI.28 635666
2
MÜ-Ap 7228
Tf. 3672/71

D. : **Influenţa lungimii şi secţiunii colectorului de admisiune asupra dinamicii procesului de umplere** 583

P. : **Asupra legii de transmitere a trapezului de direcţie al autovehiculelor pe roţi** 588

Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente 594

: **Asupra determinării randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă** 598

Al. Micu, C. u, I. : **Contribuţii la elaborarea unei metode de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel** 611

Contribuţii româneşti la dezvoltarea ştiinţei contemporane. 615

C. ., şi Duicu, P. : **Criterii de alegere a parametrilor determinaţi în procesul de comprimare volumică a aerului** 618

Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică 622

: **Determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire al excavatoarelor macara şi al macararelor cu platformă rotitoare** 627

Zugrăvel, M. şi Popescu, M. : **Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare** 631

DOCUMENTARE 634

RECENZII 638

CRONICĂ 640

REVISTA REVISTELOR 642

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă prof. ing. I. Grosu, conf. dr. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

Redactor: Elena Ştefănescu

CONTENTS

DC 621.43.013.2

Abăitancei, D. : **Influence of length and cross section of the engine intake manifold on the dynamics of the filling process.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 583 – 588

DC 629.113.013

Alexandru, P. : **On the transmission law of the steering rods control assembly in wheel mounted motor vehicles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 588 – 594

DC 629.113–522 :629.113–526

Benche, V. : **Contributions to the theoretical and experimental study of hydraulic servocontrols with feedback between elements.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 594 – 598

DC 621.43.018

Pasztor, E. : **Determination of mechanical output of internal combustion engines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 598 – 610

DC 621. 941.28.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. and Ungureanu, I. : **Contributions to the elaboration of an investigation method in the static rigidity of turret lathes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 611 – 614

DC 001 (498)

Sonea, G. : **Romanian contributions to the development of contemporary science.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 615 – 617

DC 621.51

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. and Duicu, P. : **Selection criteria of the determining parameters in the process of volumetric compression of the air.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 618 – 622

DC 621.867.52–837

Topal, D. : **Descriptive and calculation considerations on electromagnetically actuated vibratory feeders.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 622 – 627

DC 621.873.2.01

Vlasiu, Gh. : **Determination of dynamic forces in the elements of the slewing gear of excavator-cranes and swing cranes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 627 – 630

DC 662.75.001.5

Zugrăvel, M. and Popescu, M. : **On the controlability of fuel drop collecting in the determination of spraying characteristic.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 631 – 634

SOMMAIRE

CD 621.43.013.2

Abăitancei, D. : **L'influence de la longueur et de la section du collecteur d'admission sur la dynamique du processus de remplissage.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 583 – 588

CD 629.113.013

Alexandru, P. : **Sur la loi de transmission du trapèze de direction des véhicules automobiles sur roues.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 588 – 594

CD 629.113 – 522 : 629.113–526

Benche, V. : **Contributions à l'étude théorique et expérimentale des servo-commandes hydrauliques à communication fermée entre les éléments.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 594 – 598

CD 621.43.018

Pasztor, E. : **Sur la détermination du rendement mécanique des moteurs à combustion interne.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 598 – 610

CD 621. 941.28.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. et Ungureanu, I. : **Contributions à l'élaboration d'une méthode de recherche de la rigidité statique du tour à plateau horizontal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 611 – 614

CD 001 (498)

Sonea, G. : **Contributions roumaines au développement de la science contemporaine.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) no. 10, p. 615 – 617

CD 621.51

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. et Duicu, P. : **Critères du choix des paramètres déterminants dans le processus de la compression de l'air.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 618 – 622

CD 621.867.52–837

Topal, D. : **Quelques considérations descriptives et mathématiques concernant les alimentateurs vibrants à commande électromagnétique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 622 – 627

CD 621 .873.2.01

Vlasiu, Gh. : **La détermination des forces dynamiques développées dans les éléments du mécanisme de rotation des excavateurs-grue et des grues à plaque tournante.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 627 – 630

CD 662.75.001.5

Zugrăvel, M. et Popescu, M. : **Sur le captage contrôlé des gouttes de combustible dans le cas de la détermination des caractéristiques de la pulvérisation.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 631 – 634

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1970

CUPRINS

Abăităncei, D.: **Influenţa lungimii şi secţiunii colectorului de admisiune asupra dinamicii procesului de umplere** 583

Alexandru, P.: **Asupra legii de transmitere a trapezului de direcţie al autovehiculelor pe roţi** 588

Benche, V.: **Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente** 594

Pasztor, E.: **Asupra determinării randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă** 598

Rădulescu, Al. Micu, C. şi Ungureanu, I.: **Contribuţii la elaborarea unei metode de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel** 611

Sonea, G.: **Contribuţii româneşti la dezvoltarea ştiinţei contemporane.** 615

Stamatescu, C. Grigoriu, M., Radcenco, V. şi Duicu, P.: **Criterii de alegere a parametrilor determinaţi în procesul de comprimare volumică a aerului** 618

Topal, D.: **Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică** 622

Vlasiu, Gh.: **Determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire al excavatoarelor macara şi al macaralelor cu platformă rotitoare.** 627

Zugrăvel, M. şi Popescu, M.: **Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare** 631

DOCUMENTARE 634

RECENZII 638

CRONICĂ 640

REVISTA REVISTELOR 642

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. Soare

Membri: ing. I. Avram, ing. P. Gh. Bîrsan, ing. P. Bălan, ing. I. Buiu, ing. V. Cosoroabă prof. ing. I. Grosu, conf. dr. ing. B. Horovitz, ing. Al. Moga, ing. Al. Muscan ing. N. Popa, ing. D. Tiron, ing. Gh. Vasilescu.

Redactor: Elena Ştefănescu

CONTENTS

DC 621.43.013.2

Abăitancei, D. : **Influence of length and cross section of the engine intake manifold on the dynamics of the filling process.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 583 — 588

D C 629.113.013

Alexandru, P. : **On the transmission law of the steering rods control assembly in wheel mounted motor vehicles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 588 — 594

DC 629.113 – 522 :629.113 – 526

Benche, V. : **Contributions to the theoretical and experimental study of hydraulic servocontrols with feedback between elements.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 594 — 598

DC 621.43.018

Pasztor, E. : **Determination of mechanical output of internal combustion engines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 598 — 610

DC 621. 941.28.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. and Ungureanu, I. : **Contributions to the elaboration of an investigation method in the static rigidity of turret lathes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 611 — 614

DC 001 (498)

Sonea, G. : **Romanian contributions to the development of contemporary science.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 615 — 617

DC 621.51

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. and Duicu, P. : **Selection criteria of the determining parameters in the process of volumetric compression of the air.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 618 — 622

DC 621.867.52 – 837

Topal, D. : **Descriptive and calculation considerations on electromagnetically actuated vibratory feeders.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 622 — 627

DC 621.873.2.01

Vlasiu, Gh. : **Determination of dynamic forces in the elements of the slewing gear of excavator-cranes and swing cranes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 627 — 630

DC 662.75.001.5

Zugrăvel, M. and Popescu, M. : **On the controlability of fuel drop collecting in the determination of spraying characteristic.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 631 — 634

SOMMAIRE

CD 621.43.013.2

Abăitancei, D. : **L'influence de la longueur et de la section du collecteur d'admission sur la dynamique du processus de remplissage.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 583 — 588

CD 629.113.013

Alexandru, P. : **Sur la loi de transmission du trapèze de direction des véhicules automobiles sur roues.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 588 — 594

CD 629.113 – 522 : 629.113 – 526

Benche, V. : **Contributions à l'étude théorique et expérimentale des servo-commandes hydrauliques à communication fermée entre les éléments.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 594 — 598

CD 621.43.018

Pasztor, E. : **Sur la détermination du rendement mécanique des moteurs à combustion interne.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 598 — 610

CD 621. 941.28.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. et Ungureanu, I. : **Contributions à l'élaboration d'une méthode de recherche de la rigidité statique du tour à plateau horizontal.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 611 — 614

CD 001 (498)

Sonea, G. : **Contributions roumaines au développement de la science contemporaine.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) no. 10, p. 615 — 617

CD 621.51

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. et Duicu, P. : **Critères du choix des paramètres déterminants dans le processus de la compression de l'air.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 618 — 622

CD 621.867.52 – 837

Topal, D. : **Quelques considérations descriptives et mathématiques concernant les alimentateurs vibrants à commande électromagnétique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 622 — 627

CD 621.873.2.01

Vlasiu, Gh. : **La détermination des forces dynamiques développées dans les éléments du mécanisme de rotation des excavateurs-grue et des grues à plaque tournante.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 627 — 630

CD 662.75.001.5

Zugrăvel, M. et Popescu, M. : **Sur le captage contrôlé des gouttes de combustible dans le cas de la détermination des caractéristiques de la pulvérisation.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 10, p. 631 — 634

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.43.013.2

Абэйтанчей, Д.: **Влияние длины и сечения впускного коллектора на динамику процесса наполнения.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 583 — 588

ДК 629.113.013

Александру, П.: **О законе передачи трапеции направления автомашин на колеса.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10 стр. 588 — 594

ДК 629.113–522 : 629.113–526

Бенке, В.: **К вопросу теоретического и экспериментального изучения гидравлических сервоуправлений с замкнутой связью между элементами.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 594 — 598

ДК 621.43.018

Паштор, Е.: **Об определении механического коэффициента полезного действия двигателей внутреннего сгорания.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 598 — 610

ДК 621.941.28.001.5

Рэдулеску, Ал., Мику, К. и Унгуряну, И.: **Разработка метода исследования статической жесткости карусельных токарных станков.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 611 — 614

ДК 001 (498)

Соня, Г.: **Вклад румынских ученых в развитие современной науки.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 615 — 617

ДК 621.51

Стаматеску, К., Григориу, М., Радченко, В. и Дуику, П.: **Критерии выбора определяющих параметров в процессе объемного сжатия воздуха.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 618 — 622

ДК 621.867.52–837

Топал, Д.: **Несколько описательных и расчетных соображений относительно вибрационных питателей электромагнитного привода.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 622 — 627

ДК 621.873.2.01

Власиу, Г.: **Определение динамических сил элементов вращательного механизма крана-экскаватора и кранов с ротационной площадкой.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 627 — 630

ДК 662.75.001.5

Зугрэвел, М. и Попеску, М.: **О контролированном каптаже капель горючего в случае определения характеристики распыливания.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 10, стр. 631 — 634

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.43.013.2

Abăităncei, D. : **Einfluss der Länge und des Querschnitts des Einlassammlers auf die Dynamik des Füllprozesses.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 583 — 588

DK 629.113.013

Alexandru, P. : **Über das Gesetz der Übertragung beim Lenktrapez der Rad-Kraftfahrzeuge**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10. S. 588 — 594

DK 629.113–522 : 629.113–526

Benche, V. : **Beiträge zur theoretischen und experimetellen Untersuchung der hydraulischen Servosteuerungen mit geschlossener Verbindung zwischen den Elementen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 594 — 598

DK 621.43.018

Pasztor, E. : **Über die Bestimmung der mechanischen Leistung von Verbrennungskraftmaschinen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 598 — 610

DK 621.941.28.001.5

Rădulescu, Al., Micu, C. und Ungureanu, I. : **Beiträge zur Verarbeitung einer Methodologie zur Untersuchung der statischen Starrheit der Karusell-drehmaschinen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 611 — 614

DK 001 (498)

Sonea, G. : **Rumänische Beiträge zur Entwicklung der zeitgenössischen Wissenschaft**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 615 — 617

DK 621.51

Stamatescu, C. , Grigoriu, M., Radcenco, V. und Duicu, P. : **Auswahlkriterien der bestimmenden Parameter im Prozess der Volumeverdichtung der Luft**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 618 — 622

DK 621.867.52–837

Topal, D. : **Erläuternde und rechnerische Erwägungen in bezug auf die Schwingungsbeschicker mit elektromagnetischem Antrieb**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 622 — 627

DK 621.873.2.01

Vlasiu, Gh. : **Bestimmung der dynamischen Kräfte in den Maschinenelementen mit drehender Bewegung der Krahnbagger und der Krähne mit Drehbühne.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 627 — 630

DK 662.75.001.5

Zugrăvel, M. und Popescu, M. : **Über die kontrollierte Fassung der Treibstofftropfen bei der Bestimmung der Zerstäubungskennzeichen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 10, S. 631 — 634

SUMAR

CZ 631.43.013.2

Abăităncei, D. : **Influenţa lungimii şi secţiunii colectorului de admisie asupra dinamicii procesului de umplere.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 583 — 588

CZ 629.113.013

Alexandru, P. : **Asupra legii de transmitere a trapezului de direcţie al autovehiculelor pe roţi.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 588 — 594

CZ 629.113 — 522 : 629.113 — 526

Benche, V. : **Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 594 — 598

CZ 621.43.018

Pasztor, E. : **Asupra determinării randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10 p. 598 — 610

CZ 621.941.28.001.5

Rădulescu, Al. Micu, C. şi Ungureanu, I. : **Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 611 — 614

CZ 001 (498)

Sonea, G. : **Contribuţii româneşti la dezvoltarea ştiinţei contemporane.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 615 — 617

CZ 621.51

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. şi Duicu, P. **Criterii de alegere a parametrilor determinanţi în procesul de comprimare volumică a aerului.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 618 — 622

CZ 621.867.52—837

Topal, D. : **Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10, p. 622 — 627

CZ 621.873.2.01

Vlasiu, Gh. : **Determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire al excavatoarelor macara şi al macaralelor cu platformă rotitoare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 10 p. 627 — 630

CZ 622.75.001.5

Zugrăvel, M. şi Popescu, M. : **Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970) nr. 10, p. 631 — 634

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon redirector: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia".Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5703.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/1969.

41 042

CZ 621.43.013.2

Influența lungimii și secțiunii colectorului de admisiune asupra dinamicii procesului de umplere

Dr. ing. Dan ABĂITĂNCEI — Institutul politehnic — Brașov

Este cunoscut din teoria motoarelor cu ardere internă că există posibilitatea obținerii unei creșteri însemnate a cantității de încărcătură care se introduce în cilindru, prin utilizarea unui colector de admisiune adecvat. Această posibilitate cunoscută în general ca „supraalimentare fără suflantă" a constituit o preocupare importantă a constructorilor de motoare, accentuîndu-se în ultimul timp [2], [4], [5], [8], [9], [10]. Totuși nu se poate afirma că există date într-adevăr cuprinzătoare în scopul proiectării și realizării unui colector care să pună în valoare efectele dinamice din timpul procesului de admisiune.

Rezolvarea problemei și introducerea în exploatare a acestui procedeu sînt deosebit de complexe și depind de: caracterul oscilațiilor presiunii în colector; lungimea și secțiunea colectorului; profilul camei și perioada de admisiune.

Deoarece soluționarea în ansamblu prezintă anumite dificultăți, în lucrarea de față ne vom ocupa de primele două aspecte.

★

În cazul funcționării motorului în patru timpi umplerea cilindrului se repetă în mod periodic la fiecare a doua rotație a arborelui cotit. În acest timp se produc două procese fundamental deosebite: procesul de admisiune și procesul de oscilație. Ambele procese trebuie atribuite unor cauze diferite, influențîndu-se reciproc.

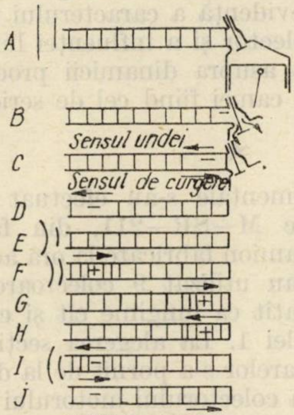


Fig. 1.

Procesul de admisiune are loc în timpul deschiderii supapei de admisiune (*A*). Coloana de încărcătură care se deplasează către cilindru (*B*) este barată la un moment dat în fața supapei cînd aceasta se închide (*C*). Începe reflexia (*D*), fiind astfel amorsat procesul de oscilație care urmează (*E* .....*L*).

Pentru efectul de umplere este hotărîtor modul cum se succede procesul de admisiune cu procesul de oscilație. Decisiv este momentul întîlnirii celor două procese. În acele cazuri cînd, în colector, înaintea supapei de admisiune se produce o mărire a presiunii P_s, la închiderea acesteia, care echilibrează presiunea din cilindrul p_z (fig. 2 *a*), influența oscilațiilor este favorabilă. În caz contrar se obține un efect defavorabil (fig. 2 *b*, *c*).

Pentru un sistem de admisiune dat, frecvențele și amplitudinile undelor de presiune sînt influențate de variația turației, provocînd modificarea presiunilor din colectorul de admisiune și în consecință a presiunilor din cilindru. În cazul din figura 3 *a*, undele de presiune se propagă pe un anumit interval de turații în avantajul umplerii, provocînd o creștere sensibilă a coeficientului de umplere peste valorile care s-ar obține în absența

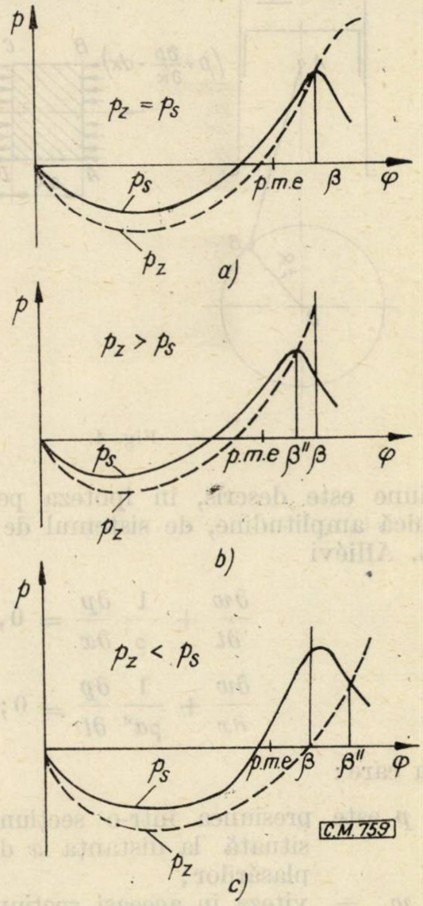


Fig. 2.

undelor. În cazul din figura 3 *b*, efectul propagării undelor este invers, provocînd scăderea coeficientului de umplere.

Schematizarea procesului de curgere a încărcării proaspete prin sistemul de admisiune este

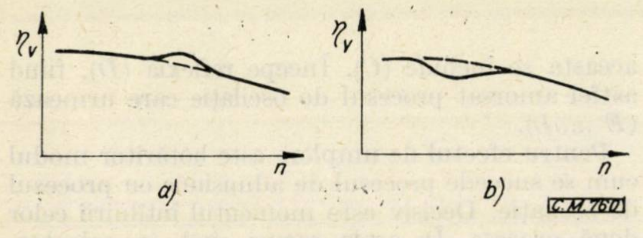


Fig. 3.

arătată în figura 4. Prin conducta de lungime *l* şi diametru *d* se scurge gazul pus în mişcare de pistonul *A*. Procesul de curgere nestaţionară unidimensională a încărcăturii în sistemul de admisiune este descris, în ipoteza perturbaţiilor de mică amplitudine, de sistemul de ecuaţii ale lui L. Alliévi

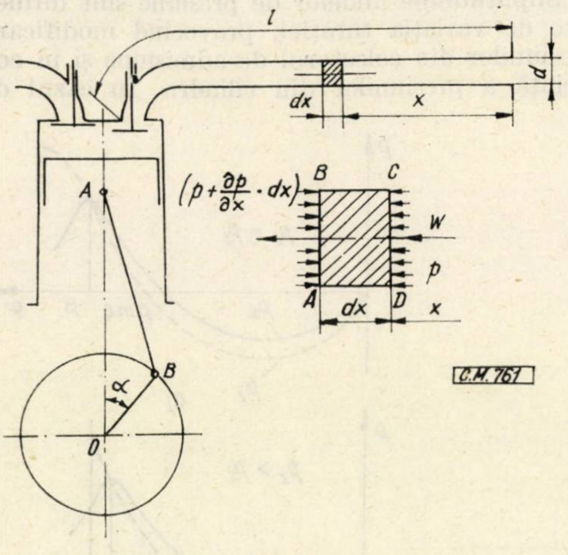


Fig. 4.

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{\rho}\,\frac{\partial p}{\partial x} = 0, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho a^2}\,\frac{\partial p}{\partial t} = 0;$$

în care:

p este presiunea într-o secţiune a conductei situată la distanţa x de originea deplasărilor;

w — viteza în aceeaşi secţiune;

t — timpul;

ρ — densitatea gazului în secţiunea considerată;

a — viteza de propagare a perturbaţiei.

Pentru rezolvarea sistemului (1), cu particularizările caracteristice procesului de admisiune, au fost elaborate diferite metode. Se cunosc astfel metode de supraalimentare acustică [3], [5], [8], metode bazate pe bilanţuri energetice [2], [6], metode grafo-analitice [9], [10], [11], şi altele.

O metodă potrivită pentru studiul proceselor dinamice în curgerile nestaţionare din motoare se dovedeşte a fi metoda caracteristicilor [9], [10], [12]. În acest caz rezolvarea sistemului de ecuaţii (1) se reduce la găsirea soluţiilor pentru

— ecuaţiile de direcţie

$$\frac{dX}{dZ} = \pm\frac{a}{a_0}; \qquad (2)$$

— condiţiile de compatibilitate

$$d\left(\frac{w}{a_0}\right) \pm \frac{2}{\varkappa-1}\, d\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{2\varkappa}}, \qquad (3)$$

unde:

$X = \frac{x}{L}$ şi $Z = \frac{t\,a_0}{L}$, a_0, p_0 şi L fiind mărimi de referinţă.

Cu ajutorul ecuaţiilor de bază (2) şi (3) se pot construi aşa numitele diagrame de curgere şi diagrame de stare pentru un anumit colector şi, ţinînd seamă de condiţiile de limită, se poate calcula caracterul variaţiei presiunii în orice secţiune a colectorului, inclusiv în poarta supapei.

Deoarece în calcul nu pot fi cuprinse pe deplin diferitele influenţe asupra fenomenelor dinamice şi deci asupra performanţelor, apar deosebit de utile cercetările experimentale care pot scoate la iveală anumite tendinţe de care să se ţină seama la proiectarea colectorului de admisiune. În cele ce urmează se prezintă rezultatele experimentale pentru punerea în evidenţă a caracterului oscilaţiilor presiunii în colector şi a influenţei lungimii şi secţiunii acestuia asupra dinamicii procesului de umplere, profilul camei fiind cel de serie.

★

Cercetările experimentale s-au efectuat pe un motor monocilindric M—SR—211, din familia motoarelor de autocamion fabricate la ora actuală în ţara noastră. S-au utilizat 9 colectoare care au diferit între ele atît ca lungime cît şi ca secţiune, conform tabelei 1. La alegerea secţiunilor şi lungimilor colectoarelor s-a pornit de la dimensiunile unei ramuri a colectorului motorului SR—207. Fiecare lungime a colectorului s-a experimentat în toate variantele de secţiuni, existînd astfel un număr suficient de experienţe distincte.

Rezultatele experimentale dovedesc că atît lungimea cît şi secţiunea colectorului influenţează caracterul oscilaţiilor presiunii. Pentru exemplificare se prezintă caracterul acestor oscilaţii obţinute prin oscilografiere în imediata apropiere a

Tabela 1

d_{mm} / l_{mm}	41	36	32
160	A — 41 — 160	D — 36 — 160	G — 32 — 160
360	B — 41 — 360	E — 36 — 360	H — 32 — 160
560	C — 41 — 560	F — 36 — 560	I — 32 — 560

supapei de admisiune, unde influențele sînt mai semnificative.

În figura 5 se arată influența lungimii colectorului pentru o secțiune constantă. În toate cazurile se observă caracterul sinusoidal al oscilațiilor, cu deplasarea amplitudinii pozitive către momentul închiderii supapei o dată cu mărirea lungimii colectorului. În cazul colectorului de lungime mărită (I) se poate aprecia că acest caracter al variației presiunii este favorabil: se observă o ușoară creștere a amplitudinii la mărirea lungimii colectorului, diferențele fiind sensibile mai ales de partea amplitudinii pozitive, în a doua etapă a procesului de admisiune.

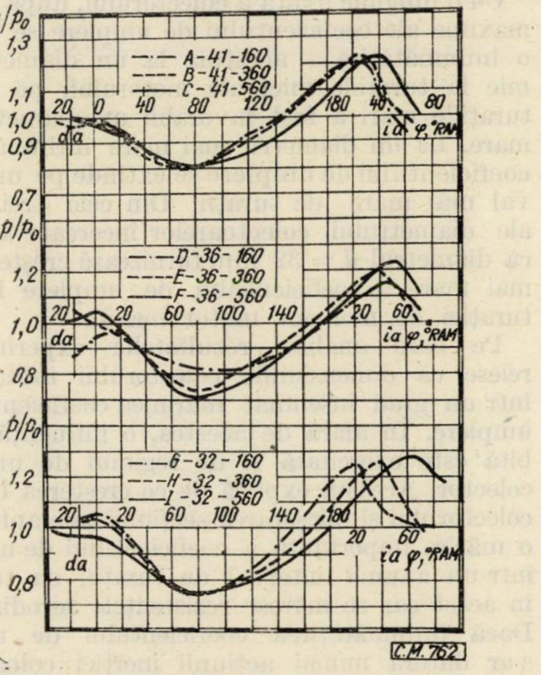


Fig. 5.

Din figura 6 se constată că secțiunea colectorului influențează mai ales mărimea amplitudinii oscilațiilor. Astfel, pe măsură ce secțiunea se micșorează amplitudinea scade ($d = 36$ mm) pentru ca apoi să capete valorile cele mai mari ($d = 32$ mm). Diferențele apar mult mai pregnant la lungimea mărită a colectorului; și din acest punct de vedere varianta (I) se dovedește a fi favorabilă în vederea utilizării oscilațiilor presiunii, și deci a efectului dinamic al încărcăturii proaspete.

În figurile 7 și 8 se dau valorile coeficientului de umplere corespunzătoare funcționării motorului cu colectoarele experimentate.

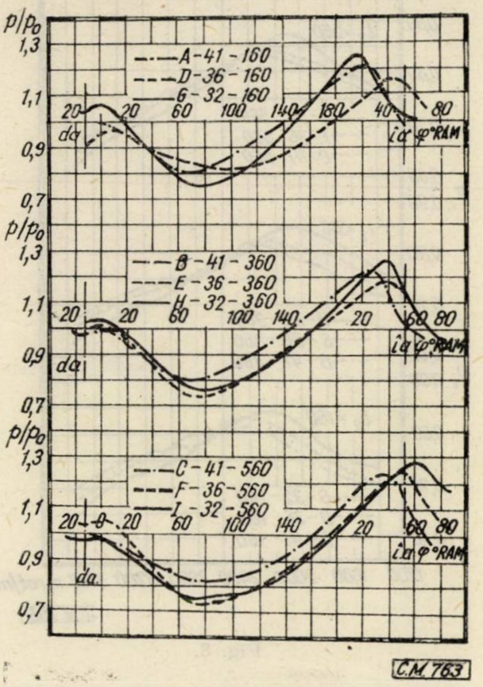


Fig. 6.

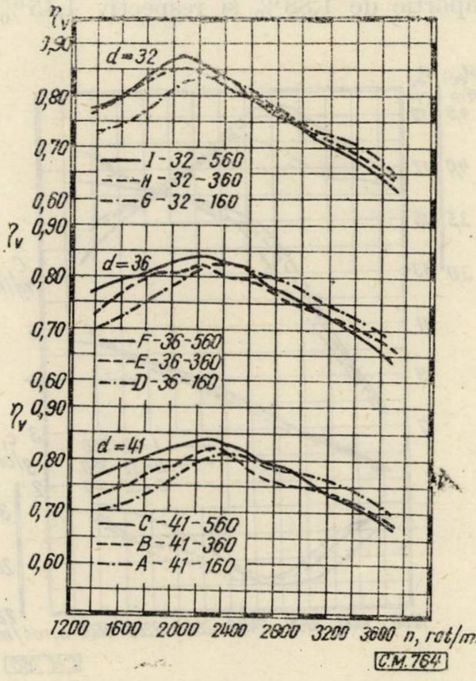


Fig. 7.

Cu un diametru fixat al colectorului, mărimea coeficientului de umplere a crescut o dată cu mărirea lungimii acestuia în zona turațiilor mici și s-a micșorat în zona turațiilor mari.

De exemplu, pentru colectoarele de diametru $d = 32$ mm la turația $n = 2080$ rot/min (turația de moment motor maxim al colectorului I), mărirea lungimii colectorului cu 200 mm şi 400 mm, faţă de colectorul iniţial, a condus la creşterea coeficientului de umplere cu 3%, şi respectiv cu 5%. La turaţia puterii nominale $n = 3\,600$ rot/min coeficientul de umplere a scăzut în proporţie de 1,88% şi respectiv 4,45%.

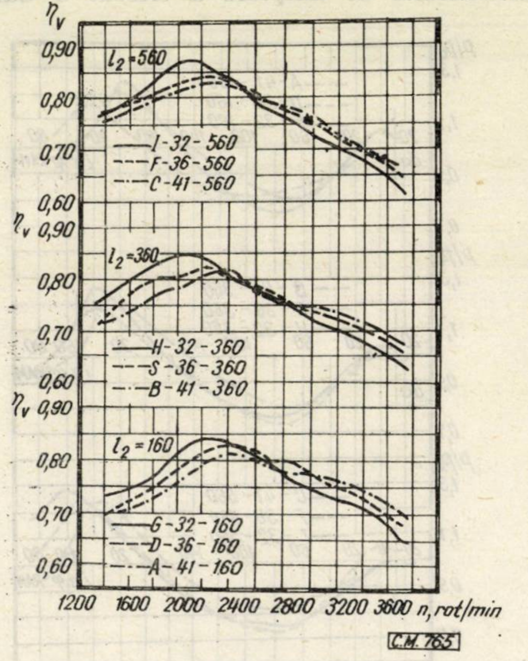


Fig. 8.

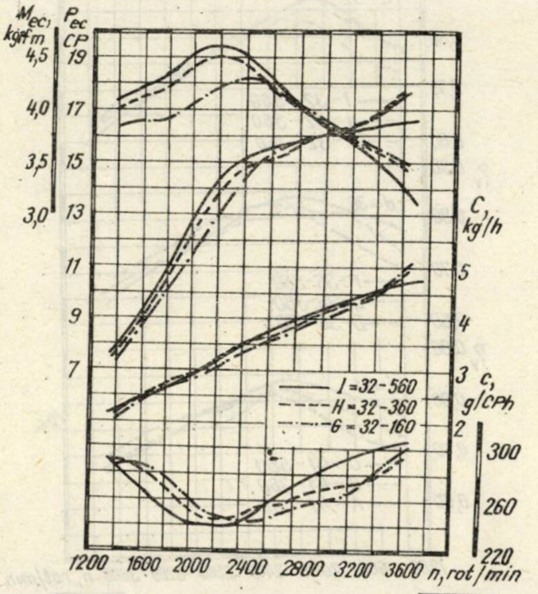


Fig. 9.

Se mai observă că sporul în ceea ce priveşte coeficientul de umplere cu alungirea colectorului de admisiune se manifestă pe un interval mai limitat de turaţii.

Din examinarea curbelor se constată de asemenea că o dată cu mărirea lungimii colectorului valorile maxime ale coeficientului de umplere se deplasează către zona turaţiilor mici. Astfel, la colectorul cu diametrul de 32 mm, valoarea maximă a coeficientului de umplere se deplasează de la $n = 2\,360$ rot/min la lungimea de 160 mm, la $n = 2\,150$ rot/min pentru colectorul de 360 mm şi $n = 2\,080$ rot/min pentru colectorul de 560 mm. Trebuie remarcat faptul că această creştere este limitată pînă la anumite valori ale lungimii colectorului de admisiune; după aceste valori optime din datele experimentale obţinute şi de alţi cercetători creşterea rămîne aproape constantă, sau poate avea loc chiar o scădere a coeficientului de umplere.

Cu o lungime fixată a colectorului, după valorile maxime ale coeficientului de umplere se observă o îmbunătăţire a acestuia la un diametru mai mic la turaţiile mici ale motorului, pe cînd la turaţiile mari a fost favorabil un diametru mai mare. La un diametru mai mare îmbunătăţirea coeficientului de umplere se extinde pe un interval mai mare de turaţii. Din cele trei valori ale diametrului colectoarelor încercate s-a găsit că diametrul $d = 32$ mm furnizează creşterea cea mai mare a coeficientului de umplere în zona turaţiei de moment motor maxim.

Pe baza analizei rezultatelor experimentale reiese că dimensiunile colectorului influenţează într-un grad însemnat mărimea coeficientului de umplere. În afară de acestea, o influenţă deosebită este exercitată şi de regimul de unde din colector. Aceasta explică de ce creşterea lungimii colectorului şi micşorarea secţiunii sale antrenează o mărire importantă a coeficientului de umplere, într-un anumit interval de turaţii, cu toate că în acest caz se măresc rezistenţele aerodinamice. Dacă îmbunătăţirea coeficientului de umplere s-ar datora numai acţiunii inerţiei coloanei de aer, coeficientul de umplere ar trebui să se mărească la creşterea lungimii şi a secţiunii colectorului; faptul că alungirea colectorului peste anumite limite înrăutăţeşte coeficientul de umplere, iar mărirea secţiunii duce de asemenea la rezultate defavorabile într-un anumit interval de turaţii constituie dovada incontestabilă a influenţei regimului de unde asupra umplerii.

Afirmaţiile de mai sus sînt confirmate şi de alura generală a curbei coeficientului de umplere prin prezenţa unor goluri şi umflături la anumite turaţii. Aceste variaţii locale se datoresc evident efectului regimului oscilator al presiunii gazelor în procesul admisiunii.

Pentru compararea indicilor principali de funcţionare ai motorului, în figurile 9, 10 şi 11 sînt prezentate rezultatele sub forma unor familii de curbe obţinute la toate variantele colectoarelor experimentate.

În atenţie a fost regimul de moment motor maxim. Observaţiile înregistrate la acest regim, în legătură cu coeficientul de umplere pot fi considerate valabile și pentru legea de variație a momentului motor. Important de observat că momentul motor maxim se deplasează spre turațiile mici o dată cu mărirea lungimii colectorului; așa cum s-a mai subliniat, această situație este deosebit de utilă pentru motoarele destinate autovehiculelor de tracțiune. Astfel, pentru colectorul cu diametrul $d=32$ mm și cu lungimile de 160 mm, 360 mm și 560 mm, valorile momentului motor maxim se măresc și se deplasează către turațiile mici după cum urmează: $M_{max} = 4{,}3$ kgfm la $n = 2\,540$ rot/min, $M_{max} = 4{,}55$ kgfm la $n = 2\,270$ rot/min și $M_{max} = 4{,}65$ kgfm la $n = 2\,200$ rot/min. În schimb, în domeniul turației nominale se obțin rezultate favorabile pe măsură ce lungimea colectorului se micșorează.

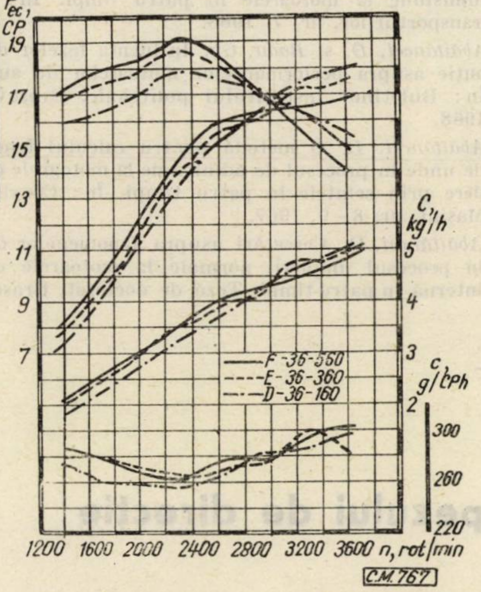


Fig. 10.

Tendințe similare se pot observa și în cazul curbelor de variație ale puterii. La turația nominală $n = 3\,600$ rot/min, puterea cea mai mare $P = 17{,}7$ CP se obține în cazul colectorului cu lungimea cea mai mică $l = 160$ mm. De asemenea, puterea cea mai mare se obține la aceeași turație în cazul secțiunii maxime încercate $d = 41$ mm. Influențele se inversează în zona turațiilor de moment motor maxim, unde valori avantajoase se obțin cu colectorul I, avînd cea mai mare lungime din cele încercate $l = 560$ mm și diametrul minim $d = 32$ mm.

Influența lungimii și secțiunii colectorului se manifestă implicit și asupra consumului de combustibil. Datorită efectului favorabil al oscilațiilor presiunii, în cazul colectorului de lungime mărită, se obține o economicitate îmbunătățită a motorului la turațiile medii, pe măsura creșterii lungimii. De exemplu, pentru aceeași secțiune a colectorului analizat $d = 32$ mm consumul de combustibil se reduce la creșterea lungimii colectorului după cum urmează: $c = 243$ g/CPh la $n = 2\,500$ rot/min pentru colectorul $G - 32-160$; $c = 241$ g/CPh la $n = 2\,320$ rot/min pentru colectorul $H - 32-360$; $c = 240$ g/CPh la $n = 2\,180$ rot/min pentru colectorul $I - 32-560$. Se constată totuși variații însemnate ale consumului specific de combustibil, care fac să existe întrepătrunderi ale valorilor de la o variantă la cealaltă a colectorului; ca urmare dacă se obțin valori îmbunătățite ale momentului motor la consumuri de combustibil aproape identice, economicitatea devine evidentă.

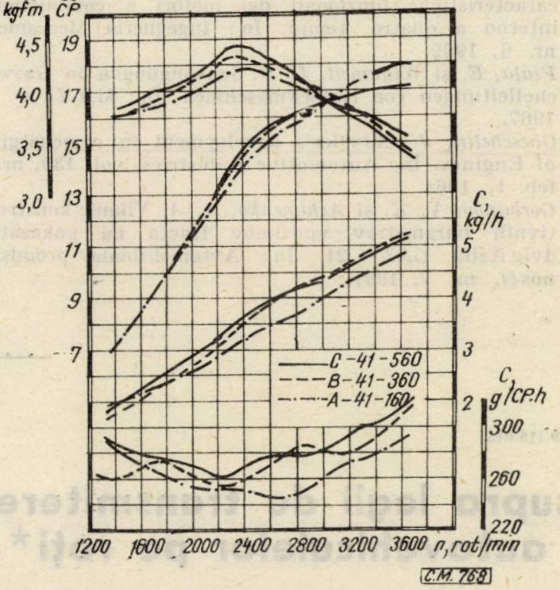


Fig. 11.

În finalul acestei analize trebuie observat că rezultatele indicate aici prezintă particularitățile unui motor specific cu un anumit reglaj al distribuției. Schimbarea particularităților constructive ale motorului sau a reglajului distribuției va conduce la o modificare a legii de variație a coeficientului de umplere și în consecință a indicilor caracteristici de funcționare ai motorului.

Se poate observa că este dificil de a anticipa turația cu care trebuie să funcționeze un motor dat cu un sistem de admisiune dat pentru a putea profita de efectul dinamic al curgerii încărcăturii proaspete în procesul umplerii. Datele obținute sînt totuși utile pentru indicarea mărimii și tendinței efectului dinamic în condiții diferite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* Motoare cu ardere internă. București, Editura tehnică, 1966.

[2] *Bărănescu, G.* și col. Calculul procesului de schimbare a încărcăturii cilindrului în motoarele cu ardere internă,

cu considerarea oscilaţiilor din conductele de distribuţie a gazelor. În : Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, Bucureşti, Editura Academiei R. S. România. Tom. 17 nr. 3, 1967.

[3] *Bonamy, S. E.* Manifold pressures. În : Automobil Engineer, nr. 10, 1964.

[4] *Ferro A.* Richerche sull influenza del proporzionamento, delle tubazioni di aspirazione e di scarico sulle caracteristiche funzionali dei motori a combustione interno a quatro tempi. În : Ingegneria Meccanica, nr. 6, 1962.

[5] *Fiala, E.* şi *Willumeit, H. P.* Schwingungen in Gaswechelleitungen von Kolbenmaschinen. În : M.T.Z. nr. 4, 1967.

[6] *Gheschelin, J.* Chrysler's development in camcharging of Engines. În : Automotive Industries, vol. 130, nr.3, feb 1, 1964.

[7] *Gorbunov, V. K.* şi *Achimenko, A. A.* Vlianie konstructivnih parametrov vpusknov tracta na pokazateli dvigatelia GAZ — 21. În : Avtomobilnaia promîşlenosti, nr. 7, 1967.

[8] *Hoffmann, V.* şi col. Cercetări privind supraalimentarea acustică a motoarelor cu piston. În : Buletinul Institutului politehnic din Braşov, vol. VIII, 1966.

[9] *Seifert, H.* Instationäre Stömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin, Springer — Verlag, 1962.

[10] *Abăităncei, D.* Fenomene dinamice în procesul de admisiune la motoarele în patru timpi. În : Revista transporturilor, nr. 7, 1968.

[11] *Abăităncei, D.* şi *Radu, Gh.* Influenţa fazelor de distribuţie asupra performanţelor motoarelor de automobil. În : Buletinul Institutului politehnic, Braşov nr. 10, 1968.

[12] *Abăităncei, D.* O metodă pentru calculul fenomenelor de unde în procesul de admisiune la motoarele cu aprindere prin scînteie în patru timpi. În : Construcţia de Maşini, nr. 8—9, 1967.

[13] *Abăităncei,* D. Cercetări asupra fenomenelor dinamice în procesul umplerii normale la motoarele cu ardere internă în patru timpi. Teză de doctorat, Braşov, 1969.

CZ 629.113.013

Asupra legii de transmitere a trapezului de direcţie al autovehiculelor pe roţi*

Ing. Petre ALEXANDRU, Şef lucrări — Institutul politehnic — Braşov

Deplasarea autovehiculului pe parcurs curbiliniu impune ca rularea roţilor să se facă pe traiectorii concentrice, deci cu acelaşi centru de curbură numit centru de viraj. În cazul roţilor directoare dispuse pe osia din faţă a autovehiculului, centrul de viraj *O* trebuie situat pe prelungirea osiei din spate, deoarece roţile sale nu se pot orienta (fig. 1). Notînd cu θ_i — unghiul de bracare al roţii directoare din interiorul curbei şi cu θ_e — unghiul de bracare al roţii directoare din exteriorul curbei, se deduce relaţia (1), cunoscută sub denumirea de *condiţia geometrică* a lui Ackermann [7], [9], [17], [23], [25], [27], [30] :

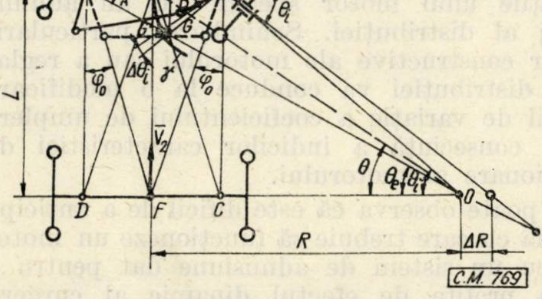


Fig. 1. Schema întoarcerii perfecte a vehiculului cu roţi rigide.

$$\operatorname{ctg} \theta_e - \operatorname{ctg} \theta_i = \frac{b}{L} \cdot \qquad (1)$$

Relaţia (1) indică condiţia înscrierii perfecte a autovehiculului în curbă, cu semnificaţiile : *b* — distanţa dintre pivoţii roţilor la nivelul osiei, *L* — baza, adică distanţa dintre osiile vehiculului. Pentru realizarea acestei legi se foloseşte cunoscutul trapez Jeantaud-Ackermann [24], ale cărui laturi neparalele în poziţia neutră (fig. 1 linii întrerupte) se intersectează la mijlocul osiei din spate a vehiculului, deci fac cu axa longitudinală unghiul φ_0 dat de relaţia (2) :

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{b}{2L} \cdot \qquad (2)$$

În mod obişnuit unghiul φ_0 are valoarea dată de relaţia (2) pentru cazul $\frac{L}{b} = 2...2,5$. Unghiul φ_0 poate să aibă şi o altă valoare, deci laturile neparalele ale trapezului se vor intersecta înaintea sau în urma osiei din spate. Astfel, pentru cazul $\frac{L}{b} > 2,5$, unghiul are valoarea mai mare decît cea dată de relaţia (2). În fond, alegerea corectă a unghiului φ_0 este o problemă de sinteză a mecanismului de direcţie astfel ca să se asigure o anumită lege de transmitere. Lutz [25] stabileşte valoarea unghiului φ_0 prin tabele şi diagrame.

---

* Din lucrar a susţinută la a XII-a sesiune ştiinţifică a Instit. Politehnic Buc., mai, 1969.

Este de asemenea cunoscut că Elşner [25] repune condiţia (1) sub forma intersecţiei dreptelor duse din axele A şi B ale pivoţilor sub unghiurile $\hat{A} = \theta_e$ şi $\hat{B} = \theta_i$, în punctul G, pe diagonala $\overline{EC}$ a semibazei, şi că în realitate, trapezul Jeantaud nu îndeplineşte matematic această condiţie. Astfel, dreapta dusă sub unghiul θ_{ip}, practic rezultat din cinematica mecanismului, va intersecta dreapta $\overline{AO}$ în punctul G'. Se remarcă diferenţa dintre unghiul teoretic θ_{it} şi cel practic $\Delta\theta_i = \theta_{ip} - \theta_{it}$, sub forma *curbei erorilor unghiulare* parcursă de punctul G', curbă ce diferă de dreapta $\overline{EC}$. Eroarea admisă de Kamm [23] este $\Delta\theta_i = \pm 1{,}5°$. Alţi autori [29] recomandă, drept criteriu de apreciere a direcţiei, curba erorilor de patinare, dată de diferenţa razelor de viraj teoretică şi practică $\Delta R = R_p - R_t$, valorile teoretice deducîndu-se din condiţia (1).

Consideraţiile de mai sus sînt matematic exacte numai în cazul roţilor rigide transversal. În realitate, datorită faptului că pneul posedă şi o *elasticitate transversală*, el va rula înclinat faţă de planul său longitudinal cu unghiurile de deviere laterală δ_1 pentru roata din faţă, respectiv δ_2 pentru roata din spate [7], [8], [11], [17], [30]. În această situaţie, relaţia lui Ackermann pierde din conţinut, impunîndu-se studiul unghiurilor de virare în funcţie de deriva roţilor ca şi necesitatea de a găsi o alternativă la ecuaţia lui Ackermann în baza căreia să se producă o mai bună exploatare a caracteristicilor elastice ale cauciucurilor, o mai bună manevrabilitate şi o reducere la minimum a efectului de derapare-patinare. Încercări de corectare a relaţiei (1) se găsesc în lucrările [4], [15], [16], [18], [19], [21].

Pentru a vedea sensul în care trebuie introdusă corectarea, trebuie văzută influenţa unghiurilor de derivă asupra mişcării vehiculului. După cum $\delta_1 \gtrless \delta_2$ (fig. 2), razele de viraj devin mai mari sau mai mici decît cele din cazul teoretic al roţilor rigide, conform relaţiei (3):

$$R\delta = \frac{L}{\mathrm{tg}(\theta-\delta_1)+\mathrm{tg}\,\delta_2} \cong \frac{L}{\theta+(\delta_2-\delta_1)}. \qquad (3)$$

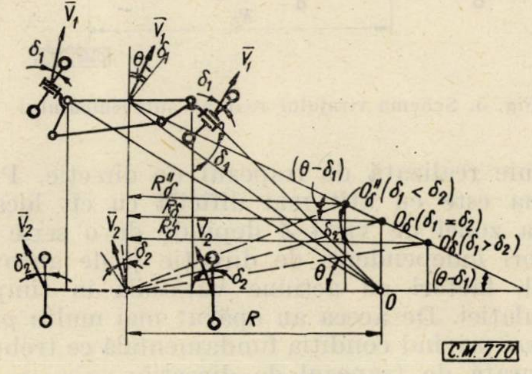


Fig. 2. Schema virajului vehiculului cu roţi elastice transversal.

În figura 2 se arată, sugestiv, cele trei cazuri posibile, prin menţinerea constantă a unghiului δ_1 şi varierea unghiului δ_2, în ipoteza că ambele roţi ale unei osii se deformează cu acelaşi unghi. Astfel, dacă:

$\delta_2 = \delta_1 \Rightarrow O \to O_\delta$, $R \to R_\delta = R$ — virare normală (neutră);

$\delta_2 < \delta_1 \Rightarrow O \to O_\delta'$, $R \to R_\delta' > R$ — virare insuficientă (subvirare);

$\delta_2 > \delta_1 \Rightarrow O \to O_\delta''$, $R \to R_\delta'' < R$—virare excesivă (supravirare).

Pentru înscrierea pe aceeaşi traiectorie, roţile trebuie bracate cu un unghi mai mare $\theta_1 > \theta$ sau mai mic $\theta_2 < \theta$, după cum vehiculul are capacitate de virare insuficientă sau excesivă. Acest lucru este arătat în figura 3 pentru mersul în arc de cerc cu raza R, vehiculul avînd capacitatea de virare normală (fig. 3 *a*) corespunzînd celui cu roţi rigide. La vehiculul cu caracteristică de subvirare, puntea din faţă derapează spre exteriorul curbei, vehiculul refuză să se înscrie în curbă şi tinde să-şi menţină traiectoria rectilinie (fig. 3 *b*). La vehiculul cu caracteristică de supravirare, puntea din spate derapează spre exteriorul curbei, vehiculul tinzînd să părăsească traiectoria impusă spre interiorul curbei (fig. 3 *c*). La tendinţa de supravirare se poate asigura mersul în cerc chiar pentru unghiul de bracaj $\theta_2 = 0$, datorită forţelor centrifuge, care fac ca $\delta_2 > \delta_1$. Se precizează că schema din figura 3 corespunde comportării staţionare a vehiculului, adică mersul în cerc cu viteză constantă. Aceste scheme dau corespondenţele dintre unghiurile θ, δ_1, δ_2 şi acceleraţia laterală. În lucrarea [8] se dau grafice de schimbare a unghiului θ în funcţie de viteza vehiculului şi elasticitatea pneurilor.

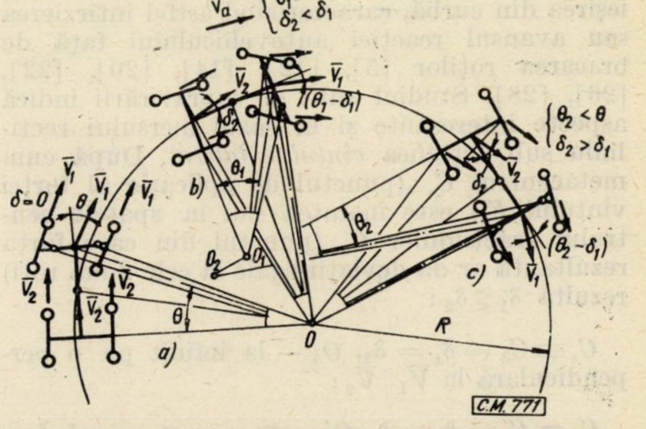


Fig. 3. Schema parcurgerii unei curbe circulare de către vehiculele cu capacitate de virare normală (*a*), insuficientă (*b*) şi excesivă (*c*).

În afara definiţiei clasice a sub- şi supravirării, lucrările [6], [13] se opresc la denumirea de *comandă proprie*, definită în concordanţă cu schimbarea vitezei de rotaţie a vehiculului în jurul axei verticale, în funcţie de acceleraţia centripetă, pentru mersul circular. Sub- şi supracomandă devin etalon de apreciere a comportării dinamice a vehiculului în curbă la bracarea roţilor directoare. Sensibilitatea autovehiculului la bracarea roţilor scade pentru vehicule subcomandate (subcomanda critică apare la refuzul definitiv de a se înscrie în curbă) şi creşte la vehicule supracomandate (supracomanda critică apare la descreşterea continuă a razei de virare după o spirală, pentru care în [6] se determină viteza critică). Parametrul principal de apreciere a capacităţii autovehiculului de a suferi modificări ale traiectoriei devine raportul dintre viteza unghiulară de rotire a axei longitudinale a vehiculului şi unghiul de bracaj al roţilor de direcţie sau raportul razelor de viraj R_δ/R la intrarea şi ieşirea din curbă, caracterizînd astfel întîrzierea sau avansul reacţiei autovehiculului faţă de bracarea roţilor [5], [12], [14], [20], [22], [26], [28]. Studiul sub- şi supravirării indică aspecte interesante şi în cazul mersului rectiliniu sub acţiunea *vîntului lateral*. După cum metacentrul C_v (punctul de aplicaţie al forţei vîntului F_v) este înaintea sau în spatele centrului reacţiunilor C_δ (punctul din care forţa rezultantă ar da deviaţii egale la cele două roţi) rezultă $\delta_1 \gtrless \delta_2$:

$C_v \equiv C_\delta \Rightarrow \delta_1 = \delta_2$, O_δ — la infinit pe o perpendiculară la $\overline{V}_1 \| \overline{V}_2$;

$C_v \equiv C'_v \Rightarrow \delta_1 > \delta_2$, O'_δ — în partea opusă forţei vîntului $\overline{F}_v$;

$C_v \equiv C''_v \Rightarrow \delta_1 < \delta_2$, O''_δ — în partea din care bate vîntul.

Dacă în cazul virării neutre vehiculul se mişcă rectiliniu, dar înclinat faţă de direcţiei iniţială, în cazul subvirării deplasarea este în sensul indicat de $\overline{F}_v$, iar în cazul supravirării deplasarea curbilinie este în direcţie contrară sensului forţei $\overline{F}_v$ (fig. 4). Se vede că la subvirare, forţa de inerţie $\overline{F}'_i$ micşorează efectul forţei $\overline{F}_v$, iar în cazul supravirării, forţa $\overline{F}''_i$ măreşte efectul forţei $\overline{F}_v$, deci măreşte deviaţiile, putînd duce la pierderea stabilităţii. Şi aici efectele virajului punţii din faţă sînt conexe cu proprietăţile de viraj ale osiei din spate.

Cazul real este în realitate mult mai complex deoarece roţile unei osii nu se deformează egal. Forţa centrifugă care ia naştere în cazul mişcării în curbă încarcă suplimentar roţile din exteriorul curbei, reducînd greutatea deci şi forţa laterală pe roţile din interior, avînd loc astfel o transferare de greutate între roţile unei osii ceea ce duce la o deviaţie mai mare a roţilor din exterior $\delta_e > \delta_i$ (fig. 5). Centrul de viraj nu va fi nici O (roţi rigide), nici O_δ (corespunzător roţilor din faţă), ci Oz situat în interiorul *zonei de viraj* notată Z (fig. 5). Această zonă depinde de vîntul lateral, caracteristicile şi presiunea pneurilor, caracteristicile drumului, viteza autovehiculului, repartiţia greutăţii pe punţi.

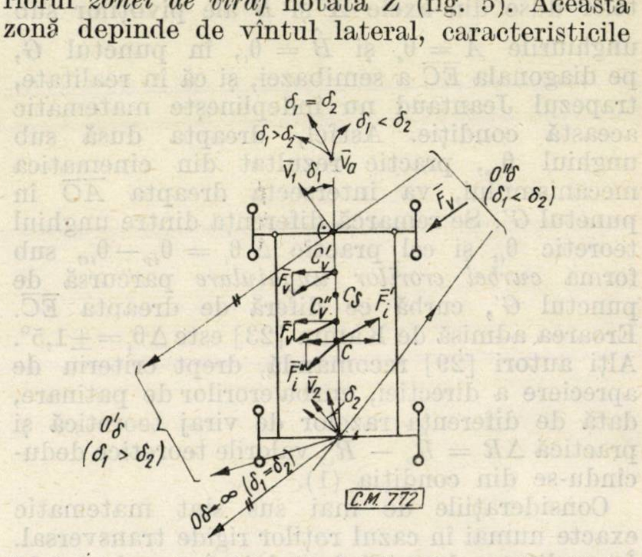


Fig. 4. Schema deviaţiei vehiculului de la mersul rectiliniu în cazul vîntului lateral.

Toate aceste aprecieri sînt necesare a fi introduse cantitativ în legea de transmitere care trebuie realizată de trapezul de direcţie. Problema este cu atît mai dificilă cu cît localizarea zonei de viraj Z depinde de o serie de factori independenţi de direcţie şi de autovehicul, factori cu acţiune variabilă în timpul circulaţiei. De aceea au apărut mai multe *propuneri* privind condiţia fundamentală ce trebuie asigurată de trapezul de direcţie:

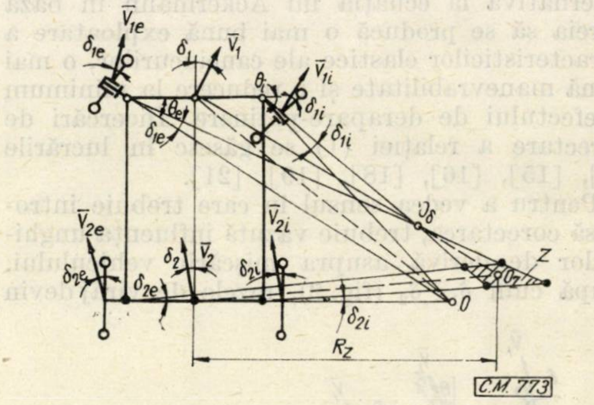


Fig. 5. Schema virajului real al autovehiculului.

— Recomandarea Gough-Shearer [18]: unghiuri de derivă egale ale roţilor din faţă în poziţie bracată, reprezentată prin curba 2 din figura 6.

— Recomandarea Fiala [15]: forţe de frecare egale la roţile din faţă, reprezentată prin curba 3 din figura 6 (forţă laterală/greut. roată $= Ct$).

– Recomandarea Hasselgruber [19, 20]: puteri de frecare egale la roțile directoare, reprezentată prin curba 4, figura 6.

Se vede că în timp ce Gough-Fiala propun ca legea de transmitere $\theta_i = f(\theta_e)$ să fie mai apropiată de cea liniară [11], (curba 5) decît condiția geometrică statică a lui Ackermann (curba 1), Hasselgruber propune o lege care să accentueze bracajul roții din interiorul curbei în raport cu roata exterioară. Această dispersare, cauzată de faptul că este imposibil ca direcția să fie ideală pentru orice condiții de circulație, drum și pneuri, duce în mod inevitabil la concluzia că trebuie făcute compromisuri. Propunerea Gough-Fiala, care se realizează prin micșorarea unghiului φ_0 (fig. 1), este mai convenabilă la vehicule de viteză, mărind stabilitatea. Propunerea Hasselgruber, ce se realizează prin mărirea unghiului φ_0, este convenabilă pentru vehicule de transport, micșorînd uzura pneurilor. Pe de altă parte însă la valori b/L mici, ceea ce corespund vehiculelor grele, din relația (1) se deduce că $\theta_i \to \theta_e$ deci bracaje egale, adică o schemă a direcției care înlocuiește trapezul cu un paralelogram. Se poate admite astfel condiția lui Ackermann ca cea mai bună soluție de compromis. Compromisul va fi cu atît mai mic cu cît se dispune de date mai sigure asupra caracteristicilor pneurilor folosite și repartiția dinamică a greutății pe roți. Considerăm că cea mai rațională este însă legea Gough-Shearer.

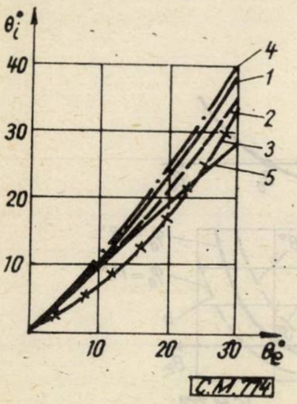


Fig. 6. Legi de transmitere recomandate pentru trapezul de direcție de către Ackermann (curba *1*), Gough-Shearer (curba *2*), Fiala (curba *3*), Hasselgruber (curba *4*) și bracajele egale (curba *5*), după [19].

Încercări de introducere în relația matematică a legii dinamice a direcției s-au făcut de către Henker [21] prin ecuația (4) și Forkel [16] prin ecuația (5):

$$\theta_i = C_1 + C_2\theta_e + C_3\theta_e^2, \quad \operatorname{ctg}\theta_i = \operatorname{ctg}\theta_e \frac{\operatorname{ctg}\delta - c}{\operatorname{ctg}\delta + c} - 2c\frac{\operatorname{ctg}\delta}{\operatorname{ctg}\delta + c} \cdot \qquad (4), (5)$$

Coeficienții $C_1 \cong 0{,}6...0{,}7$, $C_2 \cong 0{,}8...0{,}9$, $C_3 \cong 0{,}01$, $C = \frac{b}{2L}$, $\delta = \delta_i - \delta_e$ se apreciază după unghiurile de derivă determinate prin experiențe ce trebuie bine supravegheate. Pe de altă parte este dificilă aprecierea comportării de comandă a direcției pe baza încercărilor de parcurs, deoarece rezultatele nu furnizează o imagine cuprinzătoare cu privire la mișcarea vehiculului în diferite condiții de conducere. De aceea în [3] se dă caracteristica de comportare a comenzii direcției sub forma legăturii dintre mărimile pe care conducătorul le poate influența direct (forța de acționare, unghi de bracare) și parametrii mersului staționar în cerc (rază, accelerație laterală).

Scopul principal al articolului fiind alegerea legii optime pe care trebuie s-o realizeze trapezul de direcție (adică aducerea unei corectări legii statice a lui Ackerman) prin evaluarea comportării dinamice a vehiculului (a unghiurilor de derivă), trebuie observat (fig. 5) că centrul de viraj O_z este deplasat înaintea punctului O. Această deplasare indică că la comportarea statică, centrul de viraj Os se poate lua în urma centrului O, astfel ca în timpul parcurgerii dinamice a curbei el să se deplaseze spre linia osiei din spate. Considerînd pentru simplificare $\delta_2 = O$ datorită faptului că la marea majoritate a vehiculelor $\delta_2 < \delta_1$, atît datorită poziției înaintate a metacentrului cît și faptului că roțile din spate sînt deseori mai rigide (fig. 7), se observă că pentru $\delta_1 > O$, dacă linia fuzetelor se intersectează în O_1, prin deriva cauciucurilor $O_1 \to O'$, mărind patinarea roților din spate, iar dacă linia fuzetelor se intersectează în O_2, datorită derivei $O_2 \to O''$, micșorînd patinarea. Deci este necesar ca legea impusă să fie situată între cea a bracajelor egale ($\theta_i = \theta_e$, paralelogram de direcție) și cea a bracajelor Ackermann (1), deci în concordanță cu propunerea Gough-Shearer.

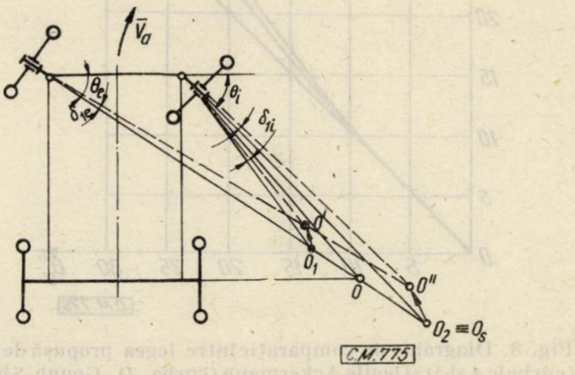


Fig. 7. Schema deplasării în față a centrului de viraj.

Deoarece relațiile (4) și (5) sînt complicate ca formă, deși nu pot prinde întreaga complexitate și diversitate a fenomenului, propunem înlocuirea legii Ackermann printr-o lege la fel de simplă, dar care ține seamă de deplasarea spre înainte a centrului de viraj. Legea propusă de autor, (fig. 6, 7) și ținînd seamă de relațiile

(4) ,(5), ca şi de considerentele precedente, este dată de relaţia (6) pentru vehicule pe patruroţi idence ($\delta_2 < \delta_1$) şi relaţia (7) pentru tivehicule cu roţi duble în spate ($\delta_2 \ll \delta_1$):

$$\operatorname{ctg}\theta_e - \operatorname{ctg}\theta_i = \frac{b}{1{,}25L}, \qquad (6)$$

$$\operatorname{ctg}\theta_e - \operatorname{ctg}\theta_i = \frac{b}{1{,}2\,L}. \qquad (7)$$

În figura 8 se indică legea propusă (6, 7) în comparaţie cu legea Ackermann, legea bracajelor egale şi legea Gough (pentru $\frac{b}{L} = 0{,}54$) conform calculelor din tabela 1. Legea propusă asigură o mai bună stabilitate vehiculului prin mărirea poligonului de sustaţie şi ţine cont de deriva cauciucurilor prin micşorarea unghiului de bracare θ_i al roţii.

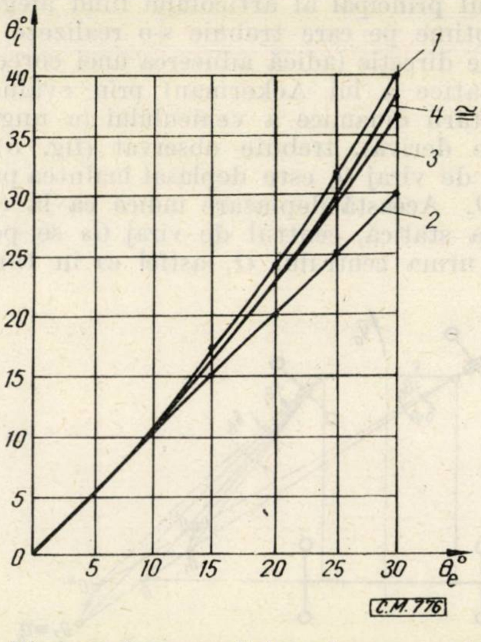


Fig. 8. Diagrama de comparaţie între legea propusă de autor (curbele *4* şi *5*) şi legile Ackermann (curba *1*), Gough-Shearer (curba *3*), bracaje egale (curba *2*).

Tabela 1

θ°_e	$\operatorname{ctg}\theta^\circ_e$	Ctg θ_i			θ_i°			
		Relaţia (1)	Relaţia (5)	Relaţia (6)	Relaţia (1)	Relaţia (5)	Relaţia (6)	Rel. Gough
5°	11,430	10,890	10,980	10,980	5°15′	5°15′	5°15′	5°10′
10°	5,671	5,131	5,239	5,221	11°	10°50′	10°50′	10°20′
15°	3,732	3,192	3,300	3,282	17°20′	16°50′	16°55′	16°20′
20°	2,747	2,207	2,315	2,297	24°20′	23°20′	23°30′	22°45′
25°	2,144	1,604	1,712	1,694	32°	30°20′	30°30′	30°00′
30°	1,732	1,192	1,300	1,282	40°	37°50′	37°50′	37°

Din momentul stabilirii legii de transmitere pe care trebuie să o realizeze direcţia vehiculului, se pune problema alegerii schemei optime capabile să realizeze suprapunerea cît mai exactă a legii realizate de mecanismul de direcţie cu legea necesară. Parametrul principal pentru realizarea acestei suprapuneri este tot unghiul φ_0, modificarea lungimilor pîrghiilor de direcţie avînd influenţă mai redusă. Cele două legi, pentru a nu se îndepărta prea mult una de cealaltă, trebuie să realizeze o tangenţă de ordin superior, sau cel puţin să se intersecteze.

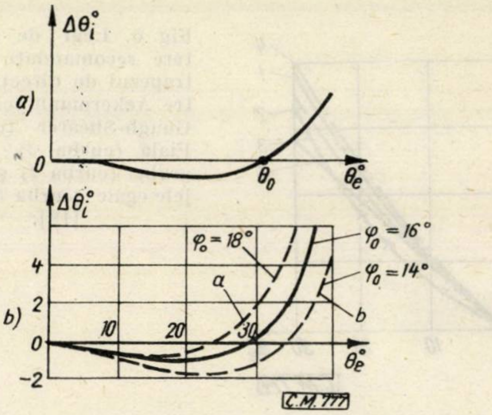


Fig. 9. Curba erorii trapezului de direcţie (după [16]), pentru un anumit unghi φ_0 (*a*) sau diferite unghiuri φ_0 (*b*).

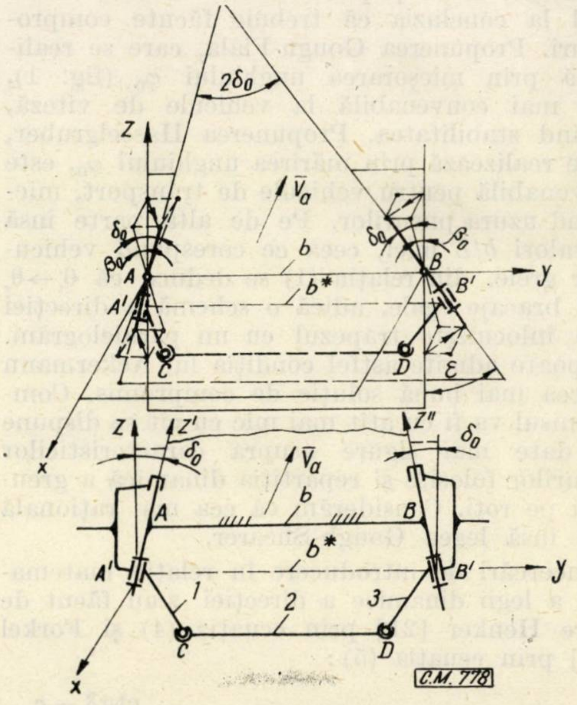


Fig. 10. Schema dispoziţiei spaţiale a pivoţilor.

Notînd cu θ_{ip} unghiul de bracare practic realizat de geometria trapezului de direcţie şi cu θ_{it} — unghiul de bracare al roţii interioare teoretic necesar, şi trasînd curba erorii unghiulare $\Delta\theta_i = \theta_{ip} - \theta_{it} = f(\theta_e)$ în cazul intersecţiei celor două legi (a se vedea şi intersecţia curbei γ cu dreapta $\overline{EC}$ din figura 1), curba are alura din figura 9. Schimbarea unghiului φ_0 (fig. 9 *b*) duce la schimbarea unghiului θ_0 la care eroarea este zero. Din figură se observă că roata dinspre interiorul curbei rămîne la început ceva mai în urmă, apoi ajunge la valoarea teoretică necesară ca, în cele din urmă, să o ia considerabil înainte. O eroare mai mică în domeniul unghiurilor de bracare mici duce obligatoriu la erori mai mari în domeniul unghiurilor de bracare mari. Causant [23] dezvoltă o metodă grafică pentru ca trapezul să realizeze intersecţia legilor la un anumit unghi θ_0, prin aflarea valorii unghiului φ_0.

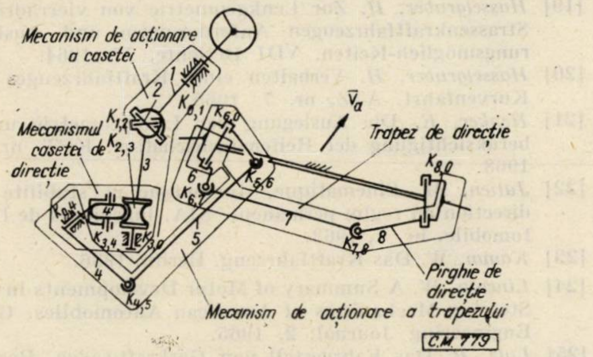

Mecanism de acţionare a casetei
Mecanismul casetei de direcţie
Trapez de direcţie
Pîrghie de direcţie
Mecanism de acţionare a trapezului
$\overline{V}_a$
1
2
3
4
5
6
7
8
$K_{0,1}$
$K_{1,2}$
$K_{2,3}$
$K_{3,4}$
$K_{3,0}$
$K_{4,5}$
$K_{5,6}$
$K_{6,0}$
$K_{6,7}$
$K_{7,8}$
$K_{8,0}$
C.M. 779

Fig. 11. Schema sistemului de direcţie spaţial al autocamionului Carpaţi.

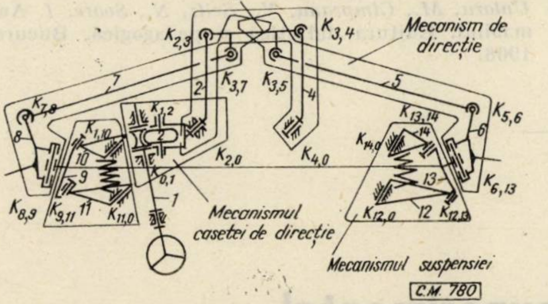

3
$K_{2,3}$
$K_{3,4}$
Mecanism de direcţie
7
2
$K_{3,7}$
$K_{3,5}$
4
5
$K_{7,8}$
$K_{1,2}$
$K_{1,10}$
$K_{13,14}$
$K_{5,6}$
8
10
9
$K_{2,0}$
$K_{4,0}$
$K_{14,0}$
14
6
13
$K_{6,13}$
$K_{0,1}$
1
$K_{8,9}$
$K_{9,11}$
11
$K_{11,0}$
$K_{12,0}$
12
$K_{12,13}$
Mecanismul casetei de direcţie
Mecanismul suspensiei
C.M. 780

Fig. 12. Schema sistemului de direcţie spaţial al autoturismului Pobeda.

Trebuie precizat că în mod curent se întîlneşte greşeala studierii şi deci evaluării erorii unui trapez de direcţie plan. Or, datorită unghiurilor de înclinare a pivoţilor (fig. 10), trapezul de direcţie este un *mecanism spaţial*. Se remarcă unghiul de înclinare transversală δ_0 şi unghiul de fugă β_0, care trebuie luate în calculul cinematic [2], cum şi schimbarea cotei *b* în *b**. Tot aici se indică alegerea axelor *xyz* pentru calculul cinematic al trapezului spaţial.

De asemenea reprezentarea sistemului de direcţie trebuie făcută în aşa fel încît să rezulte clar mecanismul real spaţial, tipul cuplelor cinematice, mecanismele componente [1], dîndu-se ca exemplu sistemul de direcţie al vehiculelor *SR*—131 şi *M*—20 (fig. 11, 12). Se propune adoptarea denumirilor: *mecanism de acţionare a casetei, mecanismul casetei de direcţie, mecanism de acţionare a trapezului* şi *trapez de direcţie* (drept mecanisme componente ale sistemului de direcţie). În ambele scheme s-au încercuit cu linie subţire mecanismele componente, notîndu-se prin cifre elementele cinematice şi prin K_{ij} cuplele cinematice, în scopul uşurării analizei structurale [1]. Mecanismul de acţionare a trapezului împreună cu trapezul de direcţie se va numi *mecanism de direcţie.*

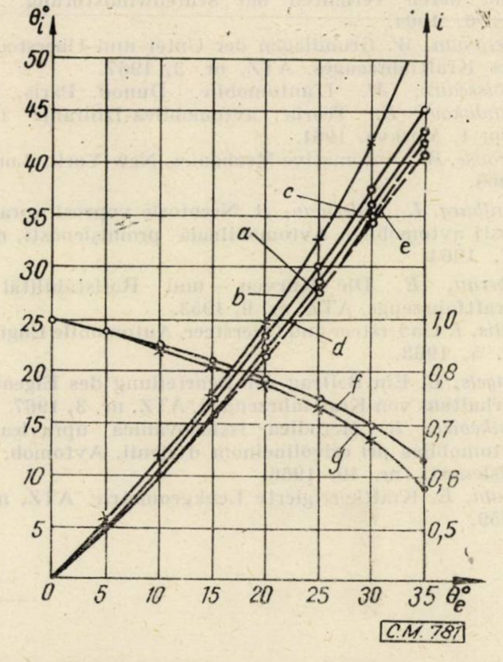


Fig. 13. Legi de transmitere ale trapezului de direcţie plan (curba *a*) şi spaţial (curba *b*) posterior punţii din faţă, varianta trapezului plan (curba *d*) şi spaţial (curba *e*) anterior punţii, legea Ackermann (curba *c*), raportul de transmitere al trapezului plan (curba *f*) şi spaţial (curba *g*) posterior.

În lucrarea [2], pe baza relaţiilor cinematice determinate de autor pentru mecanismul spaţial al trapezului de direcţie se face un calcul numeric al unui caz concret (*SR*—131) şi se trasează diagramele corespunzătoare ale legii de mişcare (fig. 13). Analiza (fig. 13) indică eroarea însemnată care se face prin calculul trapezului de direcţie aşezat în spatele osiei din faţă ca un mecanism plan (curbele *a* şi *b*), în special pentru unghiuri mari de bracare. De asemenea se trage concluzia că în varianta trapezului de direcţie anterior punţii din faţă, eroarea care se face, prin calcularea trapezului de direcţie ca un mecanism plan, este neglijabilă (curbele *d* şi *e*).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexandru, P.* Sistemul de direcţie al autovehiculelor pe roţi. Referat susţinut la catedra TMM — Inst. politehnic Bucureşti, mai 1969.

[2] *Alexandru, P.* Analiza structurală şi cinematică a mecanismelor de direcţie ale autovehiculelor pe roţi. Referat susţinut la a XII-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, mai 1969.

[3] *Apetaur, M.* Charakteristik des Lenkverhaltens von Kraftwagen. KFT, nr. 5, 1967.

[4] *Arrelli, A.* La Sterzatura dei veicoli su route. ATA, nr. 1, 1968.

[5] *Beermann, H.* Kursstabilität luftbereifter Fahrzeuge und deren Verhalten bei Stütenwindstörung. ATZ, nr. 6, 1964.

[6] *Bergman, W.* Grundlagen der Unter und Ubersteurung des Kraftfahrzeuges. ATZ, nr. 3, 1967.

[7] *Boisseaux, M.* L'automobile. Dunod, Paris, 1966.

[8] *Ciudakov, E.* Teoria avtomobilea-Izbiranîe trudî, tom 1, Moskva, 1961.

[9] *Crouse, W.* Automative Mechanics. New-York, London, 1965.

[10] *Ginţburg, L., Fitterman, B.* Necotorîe voprosî upravleanosti avtomobilei. Avtomobilnaia promîşlenosti, nr. 8, 11, 1964.

[11] *Eberan, E.* Die Kurven — und Rollstabilität der Kraftfahrzeuge. ATZ, nr. 9, 1953.

[12] *Ellis, I.* Understeer and Oversteer. Automobile Engineer, nr. 5, 1963.

[13] *Engels, E.* Ein Beitrag zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. ATZ, nr. 3, 1967.

[14] *Falkevici, B.* Metodica issledovaniea upravleanosti avtomobilea pri crivolineinom dvijenii. Avtomob. promîşlenosti, nr. 10, 1966.

[15] *Fiala, E.* Kraftkorrigierte Lenkgeometrie. ATZ, nr. 2, 1959.

[16] *Forkel, D.* Ein Beitrag zur Auslegung von Fahrzeuglenkungen. DKFS, 145, 1961.

[17] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Editura Tehnică. Bucureşti, 1965.

[18] *Gough, E., Shearer, G.* Front Suspension and Tyre Wear, The Institution of Mechanical Engineers. Automobile Division, 1956, S171.

[19] *Hasselgruber, H.* Zur Lenkgeometrie von vierrädrigen Strassenkraftfahrzeugen Anforderungen und Austzürungsmöglich-Keiten. VDI Berichte, 77, 1964.

[20] *Hasselgruber, H.* Verhalten eines Kraftfahrzeuges bei Kurvenfahrt. ATZ, nr. 7, 1965.

[21] *Henker, E.* Die Auslegung der Lenkgeometrie unter berüksichtigung der Reifeneigenschaften. KFT, nr. 9, 1968.

[22] *Julien, M.* Cinematique, dynamique et stabilité de direction en regim permanent. SIA, Ingénieurs de l'automobile, nr. 7, 1963.

[23] *Kamm, W.* Das Kraftfahrzeug. Berlin, 1936.

[24] *Lincoln, W.* A Summary of Motor Developments in the Steering Mechanisms of American Automobiles. G.M. Engineering Journal, 2, 1965.

[25] *Lutz, R.* Das Fahrgestell von Gaskraftwagen. Berlin, 1918.

[26] *Mitsche, M.* Fahrtrichtungshaltung-Analyse de Theorien. ATZ, nr. 5, 1968.

[27] *Niţescu, Gh., Năstăsoiu, S., Popescu, S.* Tractoare Ed. Didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.

[28] *Nordeen, D.* To improve car Handling look ot the Chassis. SAE — Journal, dec, 1964.

[29] *Petrescu, N.* Calculul erorilor trapezului de direcţie. Buletin de informare, ICPAT, Braşov — septembrie, 1967.

[30] *Untaru, M., Cîmpeanu, V., Seitz, N., Soare, I.* Automobilul. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti 1968.

CZ 629.113-522 : 629.113.2

Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente

Dr. ing. Victor BENCHE, şef lucrări, Institutul politehnic—Braşov

Servocomanda hidraulică cu legătură închisă între elemente este structurată, conform schemei din figura 1, a; exemplul constructiv b) reprezintă servodirecţia hidromecanică a unui autovehicul rutier.

Utilizînd simbolurile, notaţiile şi relaţiile obţinute de autor în lucrarea [1], se elaborează o diagramă funcţională a servocomenzii hidraulice generalizate.

Se utilizează indicatorii adimensionali: al deplasării relative a sertăraşului distribuitorului π_x şi al jocului iniţial π_{x0}; ai presiunii $\pi_p, \pi_{po}, \pi_{pot}, \pi_{rc}, \pi_{pfr}, \pi_{pr}$; al vitezei de execuţie a motorului hidrostatic π_Q; al sarcinii π_F; gradul de utilizare al curentului de lichid refulat de pompă $\pi_\eta = \pi_Q \pi_F$.

Notaţii suplimentare:

F_c, F_{ca} — forţa care trebuie aplicată la dispozitivul de comandă pentru învingerea forţelor care acţionează la elementul comandat, în cazul cînd circuitul hidrostatic este deconectat (în ipoteza că este posibilă transmiterea comenzii, în acest caz, pe cale mecanică) şi forţa care trebuie aplicată în acelaşi scop, în cazul cînd circuitul hidrostatic (de amplificare) funcţionează;

p_{0max}, A — presiunea maximă a lichidului la intrarea în distribuitor şi aria suprafeţei active a motorului hidrostatic (cilindru de lucru);

$i_{m\text{-}c}$ — raportul de transmisie de la motorul hidrostatic la dispozitivul de comandă (prin legătura inversă);

$\varepsilon = \frac{F_c}{F_{ca}}$ — coeficientul de reversibilitate al servocomenzii, indicator al eficacităţii acţiunii amplificatorului hidraulic;

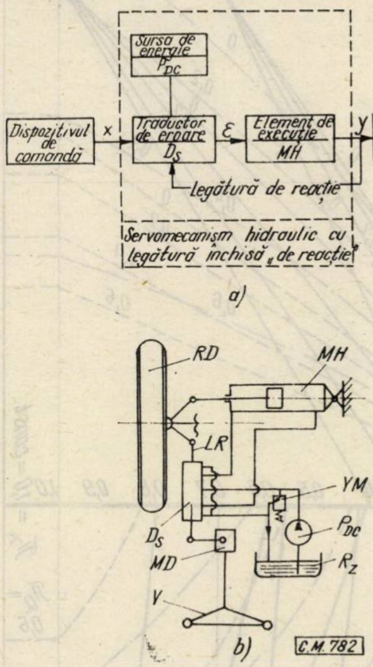


Fig. 1. Schema structurală (*a*) și un exemplu constructiv (*b* — servodirecţia hidromecanică a unui autovehicul rutier) al servocomenzii hidraulice cu legătură închisă între elemente: V — volan; MD — mecanism de direcţie; RD — roată de direcţie; R_z — rezervor; P_{DC} — pompă cu debit constant; VM — valvă maximală; D_S — distribuitor cu sertar; MH — motor hidrostatic; LR — legătură de reacţie.

$$\pi_{F_{ca}} = \frac{F_{ca}}{i_{m\text{-}c}\, p_{0max} A},\ \pi_{F_c} = \frac{F_c}{i_{m\text{-}c}\, p_{0max} A},\ \pi_{F_0} = \frac{F_0}{i_{m\text{-}c}\, p_{0max} A}$$

indicatori ai forţei la dispozitivul de comandă: la lucrul cu şi fără amplificare hidraulică şi necesară pentru cuplarea amplificatorului F_0 este determinată de forţa de centrare a distribuitorului, de forţele hidraulice neechilibrate, de forţele de frecare vîscoasă şi uscată etc.);

$\pi_\rho = \pi_{F_{ca}} - \pi_{F_c},\ \rho = \left(\frac{\partial \pi_{F_{ca}}}{\partial \pi_{F_c}}\right)_{\pi_F}$ — indicatori ai reacţiei la dispozitivul de comandă.

Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servocomenzii hidraulice cu legătură de reacţie sînt sintetizate în diagrama funcţională din figura 2, unde ele sînt reprezentate grafic în coordonate adimensionale.

În cadranul I s-a reprezentat caracteristica cuplării servomecanismului hidraulic, care exprimă dependenţa vitezei de execuţie a servocomenzii (considerată la motorul hidrostatic deci implicit la elementul comandat, prin raportul mecanic de transmitere) π_Q de deplasarea comandată a sertarului distribuitor π_x, pentru diferite condiţii de exploatare (exprimate prin rezistenţele reduse la motorul hidrostatic π_F), pentru trei tipuri de servomecanisme: 1. cu sertar distribuitor cu acoperire negativă (joc iniţial), alimentat de la o pompă cu debit constant şi presiune variabilă, pentru $\pi_{x0} = 0{,}3,\ 0{,}7$, şi 1,0 (curbele trasate cu linie plină); 2. cu sertar distribuitor cu acoperire pozitivă, alimentat de la o pompă cu debit constant şi presiune variabilă, pentru valorile uzuale: $\pi_{x0} = 0{,}7$, $\pi_{pr} = 0{,}05$, $\mu_0 = 0{,}65$, $\pi_{pc} = 0{,}1$, $\pi_{pfr} = 0{,}1$, $p_0 = p_{0t}\,(1 - \alpha\pi_x)$, cu $\alpha = 0{,}2$, $\eta_{va} = 0{,}95$ (curbele trasate cu linie punct); 3. cu sertar distribuitor cu acoperire nulă, alimentat de la o pompă cu debit și presiune constante, pentru $\eta_{va} = 0{,}95$ (curbele trasate cu linie întreruptă). Curbele sînt parametrice, cu $\pi_F = 0,\ 0{,}2,\ 0{,}4,\ 0{,}6$.

Panta caracteristicii de viteză $\left(\frac{\partial \pi_Q}{\partial \pi_x}\right)_{\pi F}$ reprezintă factorul de amplificare al vitezei de execuţie şi este un indicator al calităţii funcţionării servocomenzii sub sarcină (o pantă mai mică exprimă o funcţionare lentă, o pantă mai ridicată — o funcţionare „dură").

Abscisa la origine $(\pi_{F\pi_Q=0})_{\pi F}$ reprezintă insensibilitatea servocomenzii şi este un indicator al promptitudinii execuţiei.

Viteza de execuţie maximă se obţine la deschiderea completă a ferestrei de trecere din bucşa sertarului, deci la valoarea maximă a parametrului de comandă $\pi_x = 1$. Cu creşterea sarcinii π_F, viteza de execuţie şi factorul de amplificare al vitezei scad, iar zona de insensibilitate creşte.

În cadranul II s-a reprezentat: 1) caracteristica mecanică a servocomenzii — $\pi_Q\,(\pi_F)\pi_x$ — care exprimă dependenţa vitezei de execuţie a servocomenzii (considerată la motorul hidrostatic) de sarcina la elementul comandat (redusă la motor), la o valoare constantă a parametrului de comandă al sertarului; 2) dependenţa indicatorului puterii utile (dezvoltate de motorul hidrostatic) de sarcina corespunzătoare, la o valoare constantă a parametrului de comandă — $\pi_\eta\,(\pi_F)\pi_x$.

Rigiditatea caracteristicii mecanice — panta $\left(\frac{\partial \pi_F}{\partial \pi_Q}\right)_{\pi_x}$ — este un indicator al capacităţii servocomenzii de a păstra legea de mişcare prescrisă (comandată), în cazul acţiunilor perturbatoare, evitînd apariţia discordanţei dintre mişcarea de comandă şi cea de urmărire.

Cu creşterea sarcinii π_F, viteza de execuţie şi rigiditatea servocomenzii scad. O bună stabilitate a comenzii (rigiditate ridicată) o asigură schemele cu acoperire negativă şi nulă. Schema cu acoperire pozitivă prezintă cele

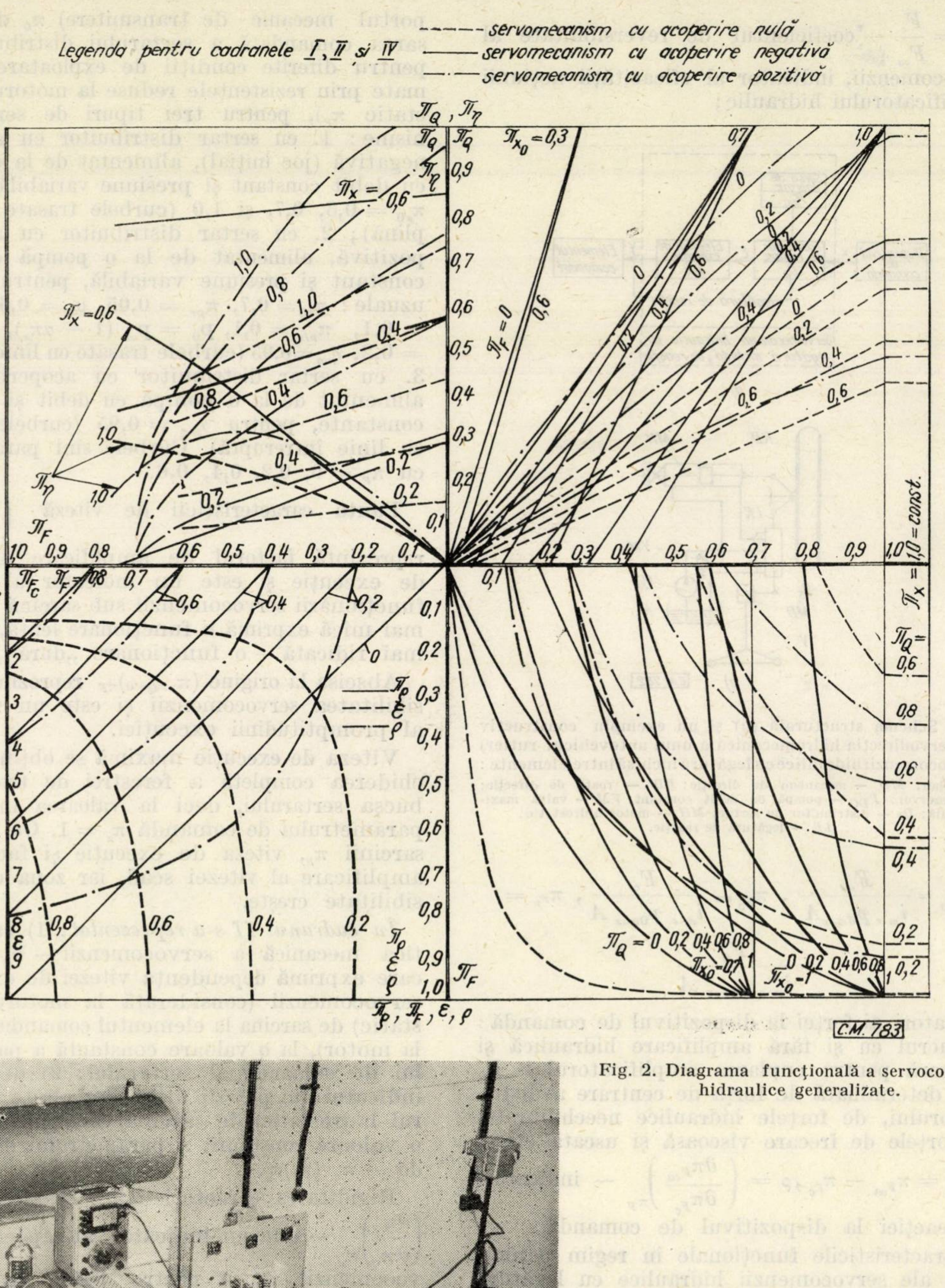


Fig. 2. Diagrama funcțională a servocomenzii hidraulice generalizate.

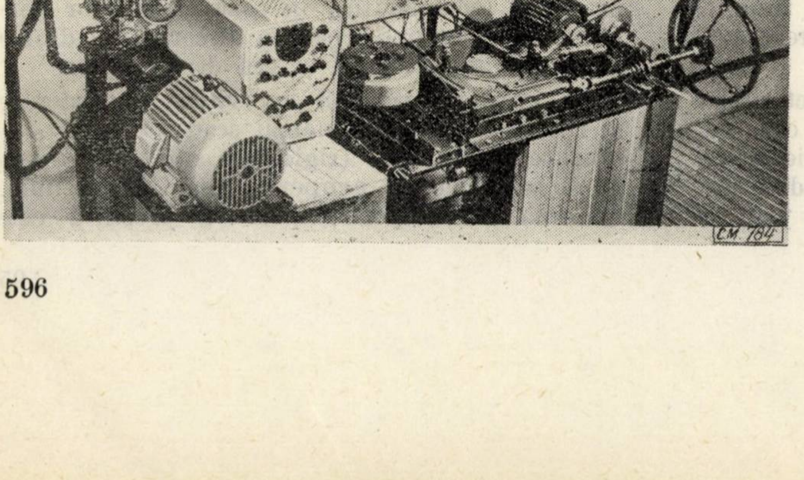


Fig. 3. Vedere de ansamblu a standului.

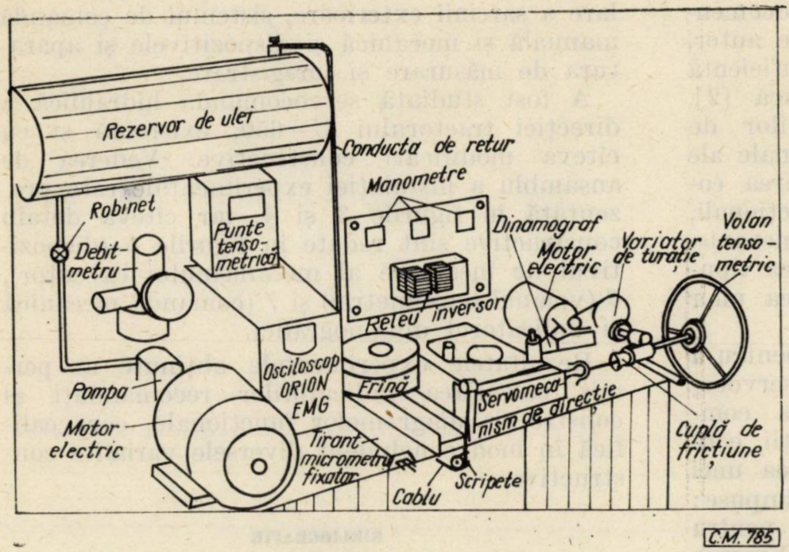

Rezervor de ulei
Conducta de retur
Manometre
Robinet
Punte tensometrica
Debitmetru
Dinamograf
Motor electric
Variator de turatie
Volan tensometric
Releu inversor
Osciloscop ORION EMG
Pompa
Motor electric
Frînă
Servomecanism de directie
Tirant-micrometru fixator
Cuplă de frictiune
Scripete
Cablu
C.M. 785

Fig. 4. Vedere de ansamblu a standului.

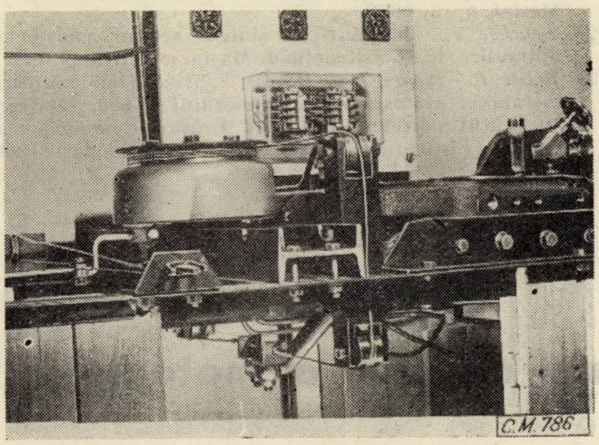


Fig. 5. Detaliu.

mai mici valori ale rigidității și scoborîrea lor pronunțată cu creșterea sarcinii.

În cadranul III s-au reprezentat performanțele caracteristice ale servocomenzii : 1. dependența reacției progresive la dispozitivul de comandă de sarcina la elementul comandat (considerată la dispozitivul de comandă, în cazul comenzii fără aportul amplificării hidraulice), pentru diverse valori ale forței de intervenție a motorului hidrostatic — $\pi_\rho (\pi_{F_c})\pi_F$ — (dreptele trasate cu linie plină). Ea este liniară, în cazul schemelor cu încărcare proporțională a dispozitivului de comandă (legătură de reacție mecanică, rigidă, proporțională). Abscisele la origine $(\pi_{Fc\ \pi\rho=0})\pi_F$ pentru $0 \leqslant \pi_F \leqslant 1$, indică valorile sarcinii $\pi_{F_c} = \pi_F$, de la care începe încărcarea proporțională a dispozitivului de comandă; 2. variația eficacității acțiunii amplificatorului hidraulic cu sarcina — $\varepsilon (\pi_{F_c})_{\pi F}$ — (curbele trasate cu linie întreruptă). Ea este infinită în zona $0 \leqslant (\pi_{Fc\ \pi\rho=0}) \leqslant \pi_F$ și are valori finite, scoborîtoare cu creșterea efortului reactiv la dispozitivul de comandă, pentru $\pi_\rho \neq 0$; 3. variația indicatorului reacției la dispozitivul de comandă cu sarcina, pentru diferite valori ale forței de intervenție a motorului hidrostatic — $\rho(\pi_{F_c})_{\pi F}$ — (curbele trasate cu linie punct). Reacția este nulă în zona $0 \leqslant (\pi_{Fc\ \rho=0}) \leqslant \pi_F$; ea apare în zona $(\pi_{Fc\rho} \geqslant 0)_{\pi F} \geqslant \pi_F$.

În cadranul IV s-a reprezentat caracteristica statică — $\pi_x (\pi_F)_{\pi Q}$ — care exprimă dependența semnalului de comandă de viteza și sarcina la motorul hidrostatic și care permite să se aprecieze mărimea erorii și deci precizia de urmărire la diferite viteze și sarcini. Ea definește sensibilitatea servocomenzii sub sarcină, care se apreciază prin panta $\left(\frac{\partial \pi_x}{\partial \pi_F}\right)_{\pi Q}$. Influența sarcinii asupra mărimilor reglate scade cu creșterea rigidității sistemului.

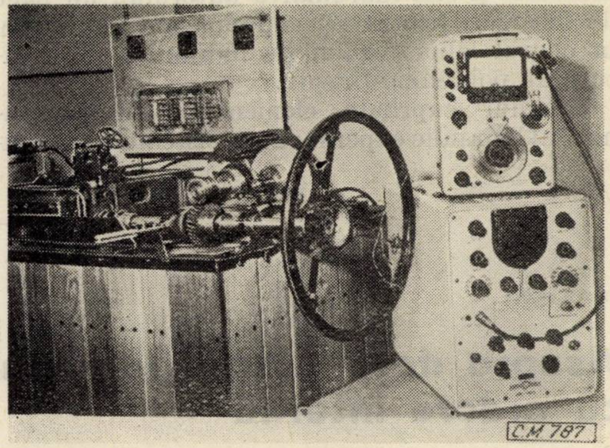


Fig. 6. Detaliu.

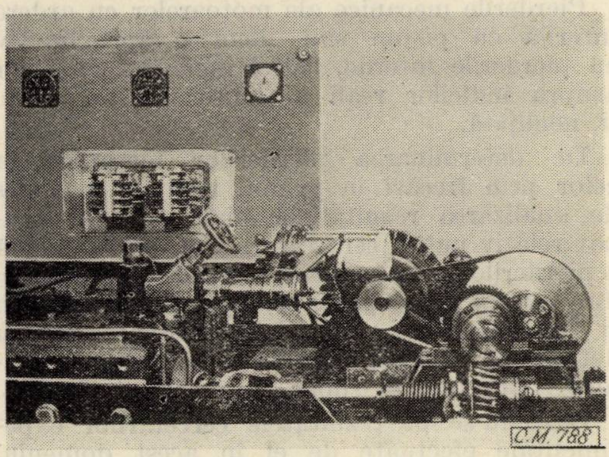


Fig. 7. Detaliu.

Analiza diagramei funcţionale a servocomenzii hidraulice generalizate, elaborată de autor, permite aprecierea comparativă, cu suficientă precizie, a schemelor folosite în practică [2]. Diagrama permite studiul posibilităţilor de îmbunătăţire a caracteristicilor funcţionale ale servocomenzilor hidraulice, prin corelarea corectă a parametrilor constructivi şi funcţionali, în funcţie de tipul hidraulic al servomecanismului. Particularizarea ei permite găsirea tipurilor funcţionale existente sau elaborarea unor servocomenzi noi, speciale.

În scopul obţinerii datelor necesare pentru a realiza: studiul performanţelor unor servocomenzi hidraulice existente; aprecierea comparativă a mai multor tipuri şi soluţii constructive de servocomenzi; determinarea unei servocomenzi capabile de performanţe impuse; evidenţierea condiţiilor optimizatoare pentru perfecţionarea constructivă sau elaborarea unor noi servocomenzi etc., s-a realizat, după proiectul şi sub îndrumarea autorului, un banc de încercări pentru servomecanisme hidraulice, în cadrul laboratorului de hidraulică al Institutului politehnic-Braşov.

Standul cuprinde elementele: servomecanismul hidraulic experimentat, sistemul de simulare a sarcinii exterioare, sistemul de comandă manuală şi mecanică şi dispozitivele şi aparatura de măsurare şi înregistrare.

A fost studiată servocomanda hidraulică a direcţiei tractorului U—650, existentă şi cu cîteva modificări constructive. Vederea de ansamblu a instalaţiei experimentale este prezentată în figurile 3 şi 4, iar cîteva detalii constructive sînt redate în figurile 5 (dispozitivul de încărcare al mecanismului executor), *6* (volanul tensometric) şi *7* (comanda mecanică şi indicatorul dinamografic).

Rezultatele experimentale obţinute au permis calcularea indicatorilor recomandaţi şi construcţia diagramelor funcţionale, care califică în mod concludent diversele variante constructive.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Benche, V.* Caracteristicile funcţionale în regim permanent ale servomecanismelor hidraulice. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1969.

[2] *Benche, V.* Contribuţii la sinteza servomecanismelor hidraulice. În : Construcţia de Maşini nr. 11, 1969.

[3] *Erlicz, I. — Soare, I. — Benche, V.* Studiul îmbunătăţirii instalaţiei hidrostatice a tractorului U-650. Contract Institutul politehnic — ICPAT Braşov. Comunicare la sesiunea Institutului politehnic — Braşov, ianuarie 1969.

CZ 621.43.018

Asupra determinării randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă

Conf. dr. ing. Endre PASZTOR — Universitatea tehnică — Budapesta

Pierderile mecanice ale motoarelor cu ardere internă cu piston sînt identice aproximativ cu pierderile interne, astfel încît influenţa lor asupra indicilor reali ai motorului nu poate fi neglijată.

De determinarea pierderilor mecanice (a celor prin frecări în primul rînd) şi mai ales de analizarea rezultatelor obţinute s-au ocupat relativ puţini cercetători. Calcularea exactă a pierderilor prin frecări este irealizabilă practic, din cauza problemelor complexe ale ungerii şi hidrodinamicii. Metodele existente pentru determinarea experimentală a pierderilor mecanice aproximează doar imprecis realitatea.

Bazîndu-se pe rezultatele cercetărilor experimentale efectuate de el în acest domeniu, autorul încearcă o dezvoltare a metodelor prelucrate pentru determinarea pierderilor mecanice (Willians, Morze, metoda suspendării). După părerea autorului, metodele cărora el le-a mărit precizia conduc, în raport cu metodele existente, la un randament mecanic mai exact, pe de o parte, şi dezvăluie, pe de altă parte, procesul de formare a pierderilor prin frecări, precum şi legătura fundamentală a acestuia cu procesele de lucru din motor, facilitînd astfel analizarea mai precisă a pierderilor motorului.

Analiza metodelor existente pentru determinarea pierderilor mecanice

Stabilirea pierderilor mecanice şi de frecări pe baza definiţiilor lor. Cea mai însemnată dificultate a determinării pierderilor mecanice, respectiv a presiunii medii p_m calculată din acestea, constă în aceea că ea poate fi determinată în mod exact ca diferenţa dintre presiunea medie indicată p_i — calculată din diagrama indicată a motorului care lucrează în condiţii de regim real — şi presiunea medie efectivă a motorului, p_e, obţinută din puterea efectivă a motorului la arbore:

$$p_m = p_i - p_e. \tag{1}$$

Presiunea medie a pierderilor este determinată într-o măsură decisivă de presiunea medie de frecări, p_r, şi în mai mică măsură de presiunea medie, p_h, echivalentă consumului de putere al instalaţiilor auxiliare:

$$p_m = p_r + P_h. \quad (2)$$

Aşadar, în conceptul de pierderi mecanice, în opoziţie cu determinările imprecise ale multor autori [1—3], nu se includ pierderile legate de schimbarea gazelor precum şi pierderile hidraulice care apar la curgerea fluidului motor între camera separată şi camera principală de ardere, la motoarele cu camere de ardere divizate. Se poate enunţa, ca un principiu de bază, că acele pierderi care pot fi analizate din diagrama indicată, care descrie întregul proces de lucru, aparţin conceptului de pierderi indicate (interne). Separarea precisă a pierderilor mecanice şi interne este condiţia de bază a analizei pierderilor.

Presiunea mecanică medie, definită cu ajutorul relaţiei (1), rezultă ca o diferenţă mică între două valori relativ mari. Acest principiu conţine în el însuşi gradul mare de imprecizie al determinării ce se desfăşoară în acest mod. Cu posibilităţile tehnice actuale, în primul rînd la motoarele rapide, ridicarea diagramei indicate, respectiv stabilirea valorii lui p_i din ea, se face numai cu o precizie limitată [4—7]. Considerînd erori de $\pm 5\%$, respectiv $\pm 2\%$, la stabilirea presiunii medii indicate, respectiv a presiunii medii efective, presiunea mecanică medie, p_m, poate fi determinată cu o eroare de $\pm 30 \div 40\%$, în cazul însumării erorilor de măsurare. Această împrejurare (făcînd abstracţie de faptul că prelucrarea diagramei indicate este extrem de laborioasă) îngreunează foarte mult determinarea precisă, în acest mod, a presiunii medii a pierderilor precum şi examinarea valorilor lui p_m în funcţie de indicii termomecanici ai proceselor de lucru.

Datorită problemelor de mai sus, au apărut multe metode pentru determinarea pierderilor mecanice care diferă de principiul de mai sus şi a căror caracteristică de bază este aceea că rezolvă problema fără a folosi presiunea medie indicată, p_r, calculabilă imprecis din diagrama indicată.

Metodele aproximative existente pentru determinarea pierderilor mecanice. Dintre metodele aproximative, apărute pentru evitarea dificultăţilor de tehnica măsurărilor, arătate anterior, cea mai cunoscută *este metoda Willians* [2], [8], [9], prin care după cum se ştie, pe baza rezultatelor măsurărilor efectuate asupra consumului de combustibil B_e în funcţie de presiunea medie efectivă p_e, la turaţie constantă, se pot trage concluzii referitoare la pierderile mecanice.

Pierderea stabilită cu ajutorul metodei Willians nu este pierderea mecanică a motorului funcţionînd în starea reală de regim ($p_e > 0$), ci o pierdere apărută în *motorul fără degajare de căldură*, din care numai o parte este pierderea mecanică.

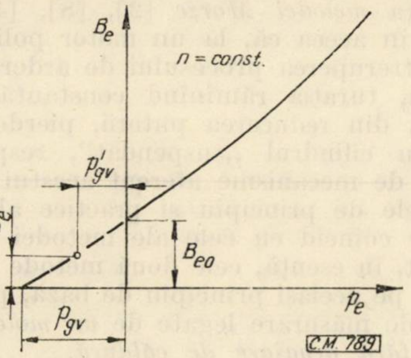


Fig. 1

Aproximaţia mare a metodei constă deci în aceea că identifică pierderile totale ale motorului care funcţionează fără degajare de căldură, la o turaţie dată, cu pierderile mecanice ale motorului ce lucrează, în regim real de exploatare (cu degajare de căldură), la aceeaşi turaţie. După această metodă deci determinarea valorilor lui p_m este independentă de presiunea medie efectivă p_e şi astfel este independentă şi de procesele de lucru. În timpul ridicării curbei Willians, sarcina motorului, deci şi starea sa termică, se schimbă permanent şi aceasta la rîndul ei influenţează pierderile mecanice.

În pierderile totale, p_{gv}, măsurate cu ajutorul punctului zero al curbei Willians, se includ următoarele pierderi parţiale mai importante:

$$p_{gv} = p_{ro} + p_h + p_{gw} + p_{ki} + p_{di}, \text{ kgf/cm}^2, \quad (3)$$

în care:

p_{ro} este presiunea medie de frecări a motorului în starea de regim determinată de punctul zero al curbei Willians;

p_{gw} — presiunea medie indicată a domeniului procesului de schimbare a gazelor;

p_{ki} — presiunea medie corespunzătoare schimbului de căldură care apare între fluidul motor şi peretele cilindrului, în timpul procesului principal de lucru, şi care este totdeauna negativă la rapoartele de compresiune întrebuinţate;

p_{di} — presiunea medie corespunzătoare neetanşeităţilor dintre piston şi peretele cilindrului, care apare în procesul principal de lucru şi are totdeauna valoarea negativă.

Autorul şi-a exprimat, pentru prima dată, ideile de mai sus în lucrarea [10] în care a schiţat posibilitatea formulării relaţiei dintre presiunea medie a pierderilor p_m şi parametrii termomecanici ai procesului de lucru.

Esenţa *metodei Morze* [2], [8], [11], [12] constă în aceea că, la un motor policilindric, prin întreruperea procesului de ardere într-un cilindru, turaţia rămînînd constantă, se pot deduce, din reducerea puterii, pierderile care apar în cilindrul ,,suspendat'', respectiv în grupul de mecanisme aferent acestui cilindru. Defectele de principiu şi practice ale acestei metode coincid cu cele ale metodei Willians, întrucît, în esenţă, cele două metode sînt construite pe acelaşi principiu de bază, pe posibilităţi de măsurare legate de *un motor care se mişcă fără degajare de căldură.*

Pierderile totale, p_{gv}, determinate prin metoda Morze se divid exact în aceleaşi pierderi parţiale ca cele prezentate deja la metoda Willians. Pierderile prin frecări, p_r, din cilindrii în care are loc arderea nu pot fi identice cu cele din cilindrii în care nu are loc procesul de ardere, pentru că întrerupînd alimentarea cu combustibil se schimbă şi procesele de lucru.

Cînd se foloseşte metoda inerţiei, se întrerupe degajarea căldurii în motorul care lucrează în gol ($p_e = 0$), la turaţie maximă, iar din mărimea reducerii turaţiei, apărută ca efect al pierderilor, se pot determina precis — dacă se cunoaşte momentul de inerţie al motorului — pierderile care au cauzat reducerea măsurată a turaţiei [13], [14]. Problema şi aici este aceeaşi ca la cele două metode precedente. Şi aici avem de a face cu o ,,*funcţionare*'' *a motorului* fără degajare *de căldură*, deci şi aici este valabilă acea constatare că numai o parte din pierderea totală p_{gv}, determinată din scăderea turaţiei, este, conform relaţiei (3), pierderea mecanică. Şi în acest caz relaţia (3) stabileşte legătura dintre cele două pierderi fundamentale (p_{gv}, p_r).

Dar în această metodă, în afară de problemele care provin din necesitatea analizării pierderilor totale măsurate p_{gv}, mai apare o împrejurare foarte greu de luat în seamă, ca urmare a reducerii continue a turaţiei. Sub influenţa reducerii continue a turaţiei se modifică continuu condiţiile tehnice de ungere, şi în primul rînd presiunea lubrifiantului, şi astfel apare un regim de ungere-frecare instabil. Pentru realizarea condiţiilor de ungere stabile este necesar un timp finit (cel puţin 5—10 secunde), dar şi timpul în care se realizează ,,suspendarea în gol'' este de acelaşi ordin de mărime. De aceea, metoda analizată este aptă, după rezultatele experimentale ale autorului [15], să măsoare continuu pierderile mecanice în dependenţă cu turaţia, numai cu o aproximaţie grosolană. Această imprecizie a metodei poate fi redusă parţial prin considerarea drept caracteristice, pentru turaţia dată, numai a rezultatelor măsurărilor din primele clipe ale ,,suspendării''. În concordanţă cu acestea, motorul trebuie accelerat pînă la diferite turaţii iniţiale, iar din rezultatele măsurărilor se folosesc numai valorile p_{gv} obţinute în primele clipe ale începutului scoaterii din funcţiune.

Bazele teoretice pentru mărirea preciziei metodelor aproximative de determinare a randamentului mecanic

Însemnătatea modificării presiunii medii a proceselor de lucru şi a regimului termic al motorului. Pe baza celor expuse pînă în prezent, se poate vedea că una dintre problemele metodelor aproximative de determinare a presiunii medii a pierderilor, respectiv a randamentului mecanic τ_m, este aceea că nu ia în considerare modificarea proceselor de lucru şi a regimului termic al motorului ca urmare a variaţiei presiunii medii efective p_e.

Dintre indicii caracteristici ai proceselor de lucru, *presiunea medie* p_a *a proceselor de lucru* (a ciclului) *influenţează în cea mai mare măsură*, după părerea autorului, presiunea medie de frecări [10]. Şi în cercetările de pînă în prezent se află preocupări îndreptate spre stabilirea acestei legături, astfel : Zinner [18] a presupus variaţia specifică a unei părţi din puterea de frecări ca fiind proporţională cu variaţia specifică a presiunii externe. Petersen [19] a studiat presiunea medie de frecări în funcţie de presiunea medie efectivă a motorului. Oehmichen [20] a corelat variaţia presiunii medii de frecări, dintre toţi indicii caracteristici ai proceselor de lucru, cu presiunea maximă a ciclului.

Indicii de mai sus, precum şi alţii asemănători (de exemplu presiunea medie indicată p_i), influenţează în mod cert presiunea medie de frecări, dar numai prin intermediul variaţiei presiunii medii a proceselor de lucru. Evident că presiunile medii p_e sau p_i nu pot fi funcţii directe ale presiunii medii de frecare, pentru că în cazul în care $p_e = 0$, sau $p_i = 0$, în procesele de lucru $p_a > 0$. Un exemplu tipic în acest sens îl constituie ciclul fără transmitere de căldură, în care $p = 0$, ba mai mult, într-o mică măsură este totdeauna negativă, dar presiunea medie p_a şi astfel şi încărcarea mecanică a motorului pot fi modificate în măsura dorită. Presiunea medie p_a se poate defini prin înălţimea medie, citită pe scara presiunilor, din diagrama indicată în funcţie de cursa s sau din cea desfăşurată în funcţie de unghiul de rotire φ a manivelei arborelui cotit (fig. 2). Valorile numerice ale presiunii medii definite în cele două moduri, diferă între ele ; noi vom folosi în cele ce urmează presiunea medie definită cu ajutorul cursei.

Cînd turaţia motorului este constantă, la creşterea presiunii medii p_e, creşte în mod necesar și presiunea medie p_d, deci crește încărcarea motorului, respectiv presiunea sa medie de frecări. *Deci, pentru a se mări precizia metodelor aproximative, trebuie avute în vedere, în primul rînd, consecințele variației presiunii medii p_d a proceselor de lucru.*

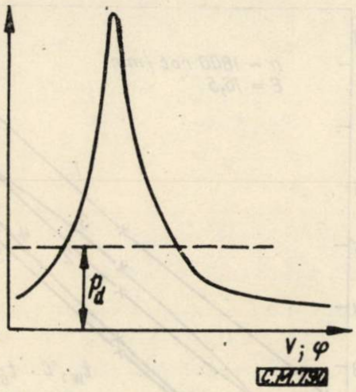


Fig. 2

La modificarea presiunii medii efective p_e, sub turație constantă, se modifică și regimul termic al motorului. Cînd se studiază presiunea medie de frecări p_r, trebuie luate în considerare, în primul rînd, variațiile temperaturilor pereților cilindrului și pistonului, precum și ale lubrifiantului.

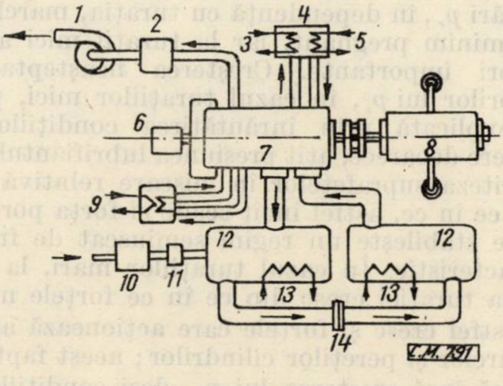


Fig. 3

Stabilirea corelației dintre presiunea medie a proceselor de lucru, regimul termic al motorului și presiunea medie de frecări p_r. Influența exercitată, de către variația presiunii medii p_d și a regimului termic, asupra presiunii medii de frecări poate fi stabilită, în modul cel mai precis, pe cale experimentală, antrenînd motorul. Schema instalației experimentale poate fi văzută în figura 3. În motor se realizează un proces (ciclu) de lucru artificial fără ardere; prin modificarea raportului de comprimare și a presiunii de aspirație, se poate obține o presiune medie p_d, respectiv o încărcare mecanică dorită. În motorul experimental, cu răcire cu lichid, s-a circulat, în locul lichidului de răcire, ulei încălzit, cu ajutorul unui termostat, la diferite temperaturi bine precizate. Temperatura lubrifiantului a fost de asemenea precis reglată. Astfel, s-a putut modifica regimul termic al motorului independent de încărcarea mecanică (sarcină) și de turație. Din pierderile totale p_{gv}, obținute cînd se antrenează motorul, numai o parte sînt pierderile prin frecări, restul se divide exact în aceleași părți ca la cele văzute în expunerea metodei Willians, cu singura deosebire că aici trebuie avute în vedere și pierderile proprii, p_m, prin ventilație, ale motorului de curent continuu care antrenează motorul experimental. Avîndu-se în vedere relația (3), pierderile prin frecări pot fi stabilite după cum urmează:

$$p_r = p_{gv} - p_{pm} - p_h - p_{gw} - p_{ki} - p_{di}. \quad (3')$$

Pierderile care nu au caracter de frecare pot fi determinate o parte pe cale experimentală și o parte pe cale teoretică, prin calcularea procesului de lucru artificial, fără schimb de căldură, cu ajutorul unei mașini electronice de calcul. Obiectivul acestui studiu nu este acela de a prezenta modul de determinare a pierderilor prin frecări pe calea antrenării motorului din exterior, ci acela ca, folosind rezultatele obținute în acest mod, să se arate cum se poate mări precizia metodelor Willians, Morze și prin inerție.

Din acest motiv, se vor arăta numai rezultatele finale ale cercetărilor efectuate în acest domeniu, expunerea exactă a metodei putînd fi găsită în lucrările [15—17], [21], [22].

Avînd în vedere faptul că se va prezenta metoda căreia i s-a mărit precizia prin întrebuințarea unei curbe Willians, ridicată pe un motor Csepel cu 4 cilindri, dintre rezultatele măsurărilor obținute pentru determinarea pierderilor de frecări prin antrenarea motorului se vor prezenta numai rezultatele obținute la motorul Csepel cu 4 cilindri.

Experiențele au fost efectuate în funcție de turația motorului, regimul termic (temperatura pereților cilindrului și a lubrifiantului), presiunea inițială a ciclului și raportul de comprimare.

Valorile concrete ale parametrilor au fost următoarele:

turația: $n = 500$; 800; 1 200; 1 500; 1 800; 2 300 rot/min și, corespunzător lor, temperaturile pereților cilindrului, t_w, și ale lubrifiantului, t_{ol} (tab. 1).

Tabela 1

t_w °C	120	100	100	100	200
t_{ol} °C	80	80	95	110	110

Corelaţia dintre raportul de comprimare şi presiunea iniţială a fost astfel stabilită încît presiunea maximă în ciclu să nu depăşească 100—110 at. Tabela 2 prezintă corelaţia dintre raportul de comprimare ε, presiunea iniţială p_{min} (presiunea minimă a ciclului) şi presiunea medie p_d obţinută. După cum se poate vedea, în scopul limitării presiunii maxime, rapoartelor de comprimare crescătoare le corespund valori descrescătoare ale presiunii iniţiale p_{min}, şi ale presiunii medii p_d. Raportul de comprimare a fost reglat prin modificarea volumului antecamerei, după ce în prealabil, în scopul suprimării pierderilor hidraulice, orificiul antecamerei a fost lărgit la diametrul maxim permis de posibilităţile constructive.

Tabela 2

ε	16.5	21.5	28.5
p_{min}, at	p_d (kgf/cm²)		
0,97	2,95	3,25	3,63
1,20	—	—	4,48
1,34	—	4,55	4,95
1,54	4,65	—	—
1,67	—	5,8	—
2,07	6,25	—	—

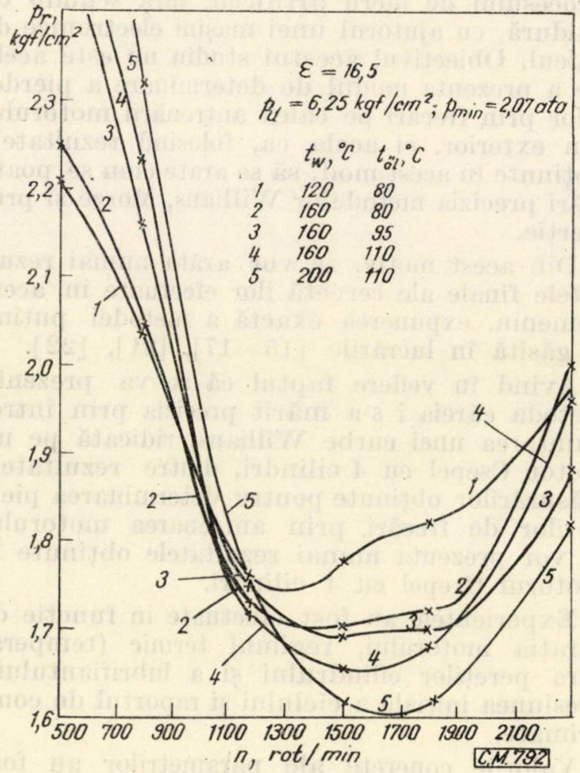


Fig. 4

Valorile presiunii medii, p_d (kgf/cm²), în funcţie de raportul de comprimare ε realizat şi de presiunea iniţială, p_{min}, sînt arătate în tabela 2.

În cele ce urmează se expun cîteva rezultate caracteristice ale măsurărilor. În figura 4 se prezintă valorile lui p_r, în cazul presiunii p_d constante, la diferite regimuri termice ale motorului, în funcţie de turaţie. Presiunea medie de frecări p_r, în dependenţă cu turaţia, marchează un minim pregnant, iar la turaţii mici atinge valori importante. Creşterea neaşteptată a valorilor lui p_r, în cazul turaţiilor mici, poate fi explicată prin înrăutăţirea condiţiilor de ungere deoarece, atît presiunea lubrifiantului cît şi viteza suprafeţelor în mişcare relativă scad din ce în ce, astfel încît scade şi forţa portantă şi se stabileşte un regim semiuscat de frecare caracteristic. În cazul turaţiilor mari, la creşterea turaţiei cresc din ce în ce forţele masice şi astfel cresc şi forţele care acţionează asupra lagărelor şi pereţilor cilindrilor; acest fapt provoacă însă creşterea lui p_r, deşi condiţiile de ungere se îmbunătăţesc continuu. Din figură se mai desprinde o concluzie importantă. În cazul sarcinilor mecanice mari (p_d=6,25kgf/cm² realizează o încărcare mecanică mare), creşterea regimului termic măreşte, la turaţii mici, şi micşorează, la turaţii mari, presiunea medie de frecări p_r. La turaţii mijlocii ($n = 1\,000-1\,300$ rot/min), regimul termic al motorului nu influenţează, în esenţă, presiunea medie de frecări. Din rezultatele acestor măsurări se poate trage univoc concluzia că în cazul încărcărilor mecanice mari, respectiv al presiunilor medii p_d mari, proporţionale cu ele, nu este oportună funcţionarea motorului la turaţii joase deoarece, abstracţie făcînd de randamentele mecanice reduse, pot apărea uzuri periculoase.

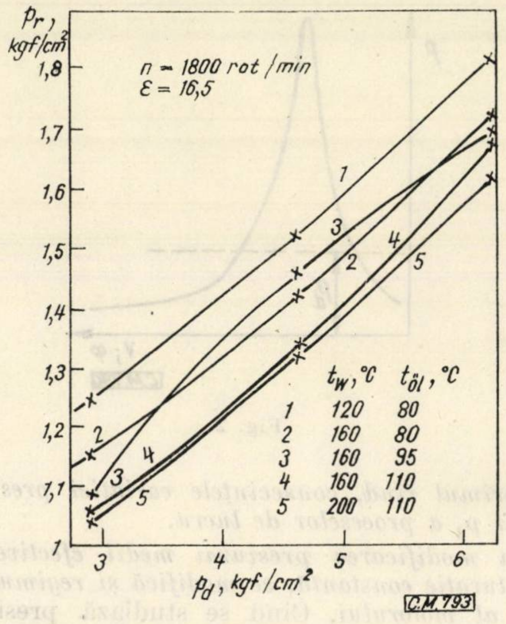


Fig. 5

În figurile 5 şi 6 s-a reprezentat, în funcţie de presiunea medie p_d, presiunea medie de frecări la diferite regimuri termice şi turaţii constante ale motorului. Din rezultatele măsurărilor se poate vedea că presiunea medie de frecări variază aproximativ liniar cu presiunea medie p_a sau cu încărcarea mecanică a motorului. Această legitate reprezintă baza măririi preciziei metodelor aproximative. În figura 5 se dau rezultatele măsurărilor efectuate la turaţii relativ mari, $n = 1\,800$ rot/min. În cazul unor asemenea turaţii, în concordanţă cu consideraţiile noastre de la figura 4, presiunea medie de frecări scade cert la creşterea regimului termic al motorului. Cifrele de pe curbe definesc regimul termic al motorului, în conformitate cu notaţiile de pe desen. Cifrele mai mari indică un regim termic mai sever. În figura 6 se pot vedea rezultatele măsurărilor la turaţii mici ($n = 800$ rot/min). La sarcini mari ($p_a = 5-6$ kgf/cm^2), creşterea regimului termic al motorului măreşte presiunea medie de frecări p_r, iar la încărcări mecanice mici se observă o tendinţă inversă.

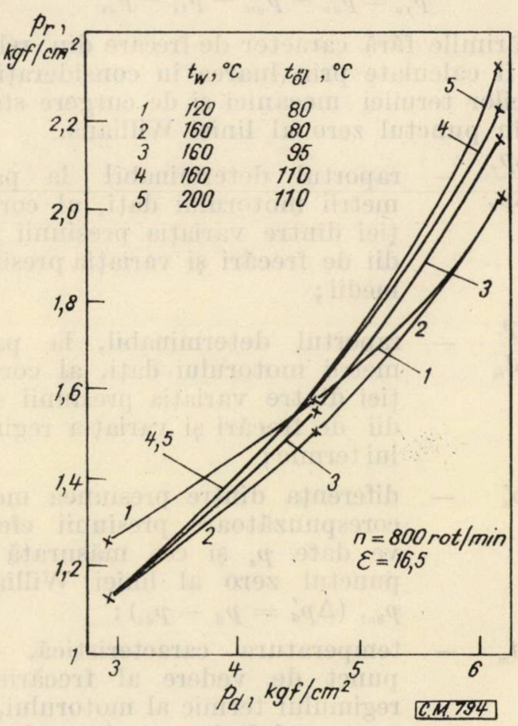


Fig. 6

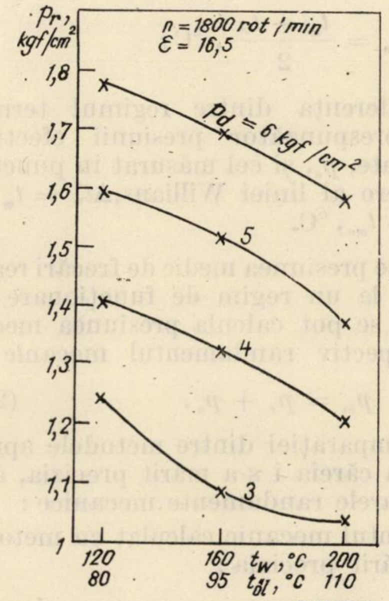


Fig. 7

În figurile 7 şi 8 s-au reprezentat valorile presiunii medii de frecări p_r, în funcţie de presiunea medie p_a şi de regimul termic, la turaţii şi rapoarte de comprimare constante. La turaţii mari (fig. 7), în concordanţă cu constatările de pînă în prezent, presiunea medie de frecări p_r scade pentru întreaga gamă de sarcini studiată.

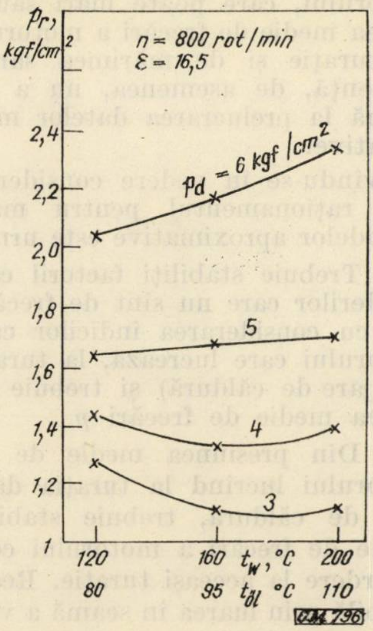


Fig. 8

La turaţii mici (fig. 8), în cazul sarcinilor mari, presiunea medie de frecări creşte în întregul domeniu de regim termic examinat. La scăderea sarcinii, influenţa creşterii regimului termic asupra scăderii presiunii medii de frecări se manifestă din ce în ce mai mult şi numai în cazul temperaturilor mari ale pereţilor cilindrilor şi ale lubrifiantului, presiunea medie de frecări creşte din nou. Corelaţia dintre presiunea medie de frecări şi regimul termic va fi de asemenea întrebuinţată pentru mărirea preciziei metodelor aproximative.

Teoria măririi preciziei metodelor aproximative de determinare a presiunii medii de frecări;

rezultatele experimentale generalizate necesare efectuării corecţiilor. Cînd s-au analizat metodele aproximative s-a arătat că imprecizia lor poate fi exprimată în principal prin următoarele :

a) Pierderile determinate prin aceste metode nu sînt identice cu pierderile de frecări, respectiv mecanice, ci sînt egale cu pierderile totale p_{gv}, definite de relaţia (3), ale unui motor care funcţionează, la o turaţie dată, fără ardere.

b) Metodele nu au luat în consideraţie faptul că la creşterea presiunii medii efective, prin intermediul creşterii presiunii medii p_d, creşte şi presiunea medie de frecări, şi s-au mulţumit cu acea concepţie foarte aproximativă că pierderile nemecanice, incluse în cele mecanice, au aceeaşi mărime ca creşterea presiunii medii de frecări.

c) La schimbarea presiunii medii efective se modifică în mod necesar şi regimul termic al motorului, care poate mări sau micşora presiunea medie de frecări a motorului, în funcţie de turaţie şi de mărimea sarcinii. Această influenţă, de asemenea, nu a fost luată în seamă la prelucrarea datelor metodelor aproximative.

Avîndu-se în vedere considerentele de mai sus, raţionamentul pentru mărirea preciziei metodelor aproximative este următorul :

a) Trebuie stabiliţi factorii caracteristici ai pierderilor care nu sînt de frecări, din relaţia (3) (cu considerarea indicilor caracteristici ai motorului care lucrează, la turaţia dată, fără degajare de căldură) şi trebuie calculată presiunea medie de frecări p_{ro}.

b) Din presiunea medie de frecări p_{ro}, a motorului lucrînd la turaţia dată fără degajare de căldură, trebuie stabilită presiunea medie de frecări a motorului ce funcţionează cu ardere la aceeaşi turaţie. Recalcularea este posibilă prin luarea în seamă a variaţiei presiunii medii efective survenită, prin presiunea medie p_d, precum şi a variaţiei regimului termic. Cu ajutorul rezultatelor experimentale prezentate anterior, prin intermediul cîtorva exemple pot fi determinate valorile $(\Delta p_r/\Delta p_d)$ şi $(\Delta p_r/\Delta t_m)$ care arată ce variaţie a presiunii medii de frecări corespunde unei variaţii cu o unitate a presiunii medii p_d sau a regimului termic. Prezentăm procedeul luînd în consideraţie metoda Willians :

$$p_r = p_{ro} + \left(\frac{\Delta p_r}{\Delta p_d}\right) \Delta p_d' + \left(\frac{\Delta p_r}{\Delta t_m}\right) \Delta t_m', \quad (4)$$

unde :

p_r este presiunea medie de frecări a motorului ce funcţionează la o turaţie şi o presiune medie efectivă dată ;

p_{ro} — presiunea medie de frecări determinabilă în punctul de zero al liniei Willians (în regim de funcţionare fără degajare de căldură) :

$$p_{ro} = p_{gv} - p_{gw} - p_{ki} - p_{di}. \quad (3a)$$

Mărimile fără caracter de frecare din relaţie pot fi calculate prin luarea în consideraţie a indicilor termici mecanici şi de curgere stabiliţi în punctul zero al liniei Willians.

$\dfrac{\Delta p_r}{\Delta p_d}$ — raportul determinabil la parametrii motorului daţi, al corelaţiei dintre variaţia presiunii medii de frecări şi variaţia presiunii medii ;

$\dfrac{\Delta p_r}{\Delta t_m}$ — raportul determinabil, la parametrii motorului daţi, al corelaţiei dintre variaţia presiunii medii de frecări şi variaţia regimului termic ;

$\Delta p_d'$ — diferenţa dintre presiunea medie corespunzătoare presiunii efective date p_e şi cea măsurată în punctul zero al liniei Willians, p_{do}, $(\Delta p_d' = p_d - p_{do})$;

t_m — temperatura caracteristică, din punct de vedere al frecării, a regimului termic al motorului, pe care am definit-o cu ajutorul temperaturii medii a peretelui cilindrului şi a uleiului :

$$t_m = \frac{t_w + t_{öl}}{2}, \ ^\circ\mathrm{C};$$

$\Delta t_m'$ — diferenţa dintre regimul termic corespunzător presiunii efective date, p_e, şi cel măsurat în punctul zero al liniei Willians, $\Delta t_m' = t_m - t_{mo}$, °C.

Cunoscîndu-se presiunea medie de frecări reală p_r, care apare la un regim de funcţionare al motorului dat, se pot calcula presiunea mecanică p_m şi respectiv randamentul mecanic η_m

$$p_m = p_r + p_h. \quad (2a)$$

În scopul comparaţiei dintre metodele aproximativă şi cea căreia i s-a mărit precizia, am definit următoarele randamente mecanice :

a) Randamentul mecanic calculat cu metoda căreia i s-a mărit precizia :

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_e + p_m} = \frac{p_e}{p_e + p_r + p_h}. \quad (5)$$

b) Randamentul mecanic calculat cu ajutorul metodei aproximative originale Willians :

$$\eta_m^* = \frac{p_e}{p_e + p_{gv}}, \quad (6)$$

unde :

p_{0v} sînt pierderile totale determinate cu ajutorul punctului zero al liniei Willians, la o turaţie dată.

c) Randamentul mecanic al metodei căreia i s-a mărit precizia, dar cu luarea în consideraţie numai a efectului presiunii medii de frecări p_r :

$$\eta_m' = \frac{p_e}{p_e + p_r}. \qquad (7)$$

Cu ajutorul diferenţei $\Delta\eta_m = \eta_m' - \eta_m$ se poate examina scăderea randamentului cauzată de instalaţiile auxiliare.

Valorile rapoartelor $\frac{\Delta p_r}{\Delta t_m}$ şi respectiv $\frac{\Delta p_r}{\Delta p_d}$, necesare metodei, au fost prezentate sumar în cele anterioare de către autor, şi au fost scoase din generalizarea rezultatelor experimentale descrise exact în lucrările [15, 16, 17, 21, 22]. Din rezultatele experimentale de pînă acum se poate trage concluzia că, într-o primă aproximaţie, variaţia rapoartelor de mai sus este independentă de tipul motorului. Pentru verificarea exactă a acestei afirmaţii mai sînt însă necesare multe rezultate experimentale.

Din rezultatele experimentale, prezentate în figurile 5 şi 6, se poate vedea că valorile lui $\Delta p_r/\Delta p_d$ sînt, cu o bună aproximaţie, independente de regimul termic al motorului, deoarece curbele $p_r = f(p_d)$, aparţinînd diferitelor regimuri termice, sînt aproape paralele între ele. Din analizarea întregului şir de măsurători se poate trage concluzia că valoarea lui $\Delta p_r/\Delta p_d$ depinde, în primul rînd, de raportul de compresiune ε — care este totodată şi raportul dintre presiunea maximă şi cea minimă, p_{max}/p_{min} la motorul fără ardere — şi de turaţie respectiv de viteza medie a pistonului :

$$\frac{\Delta p_r}{\Delta p_d} = f(\varepsilon, n). \qquad (8)$$

Din generalizarea rezultatelor experimentale (fig. 9) se poate vedea că valoarea $\left(\frac{\Delta p_r}{\Delta p_d}\right)$ creşte vertiginos la scăderea turaţiei. Acest rezultat arată de asemenea că trebuie să ne ferim de încărcarea motorului la turaţii mici. Raportul presiunilor (p_{max}/p_{min}) este univoc determinat, în funcţie de presiunea medie efectivă p_e, pentru motorul care funcţionează cu ardere, la un raport de comprimare ε dat, astfel încît valorile $\Delta p_r/\Delta p_d$ sînt univoc determinate de presiunea medie efectivă p_e şi de turaţie, în cazul motorului care funcţionează cu ardere. Deoarece în punctul zero al liniei Willians nu are loc ardere, aici raportul presiunilor p_{max}/p_{min}, al unui motor real, este determinat univoc numai de raportul de comprimare.

Raportul de comprimare al motorului Csepel este ε = 21,5, astfel că punctul iniţial, în figura 9, îl constituie curba caracterizată prin ε = 21,5. Cazul cu presiuni medii efective mari ($p_e = 6-7$ kgf/cm²), presiunea maximă a motorului fiind $p_{max} \simeq 90-110$ kgf/cm² şi $p_{min} \simeq 0{,}95-0{,}97$ ata, motorul lucrînd fără ardere, corespunde unui raport de comprimare ε = 28,5—29. Deci, la alegerea valorilor $\Delta p_r/\Delta p_d$ trebuie să rămînem în zona caracterizată, în figura 9, prin curbele ε = 21,5—28,5. Din aceasta se poate trage concluzia, după cum se vede din figură, că valoarea lui $\Delta p_r/\Delta p_d$ este determinată în primul rînd de turaţie şi numai în al doilea rînd de raportul de presiuni (p_{max}/p_{min}) al procesului de lucru.

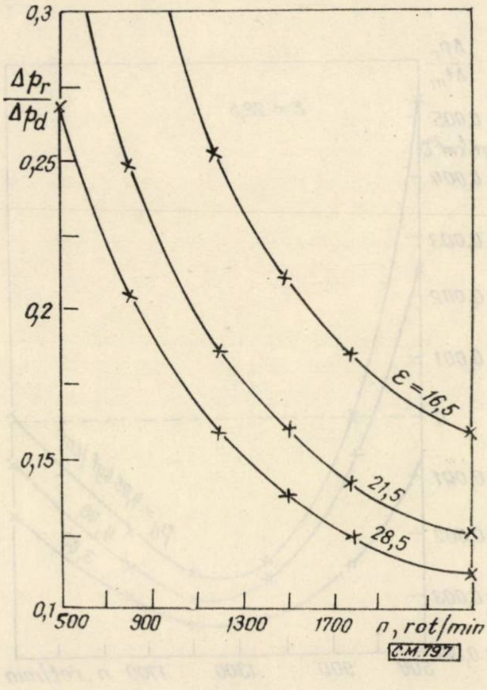


Fig. 9

În cazul rapoartelor $\Delta p_r/\Delta t_m$ apare o corelaţie mai complicată. După analiza rezultatelor măsurărilor :

$$\frac{\Delta p_r}{\Delta t_m} = f(\varepsilon, p_d, n). \qquad (9)$$

În figura 10 s-au reprezentat valorile $\Delta p_r/\Delta t_m$ la diferite presiuni medii p_d, în funcţie de turaţie, la un raport de compresiune ε = 28,5. În concordanţă cu consideraţiile noastre anterioare (fig. 4, 6, 8), valorile $\Delta p_r/\Delta p_d$ sînt pozitive în cazul turaţiilor mici şi al sarcinilor mari, adică la acest regim de funcţionare ridicarea regimului termic al motorului provoacă o creştere a presiunii medii de frecări. La turaţii medii (n=1 300—1 500 rot/min), creşterea regimului termic provoacă o scădere maximă a presiunii medii de frecări şi apoi, în cazul creşterii în continuare a turaţiei, acest efect se micşorează. Natural, această tendinţă este valabilă numai în domeniul regimurilor termice examinate, dar acest domeniu conţine în măsură completă regimurile termice reale ale motorului. Examinînd efectul raportului de comprimare ε se poate constata că influenţa lui este neglijabilă în cazul rapoartelor de comprimare mari, deci al rapoartelor de presiuni p_{max}/p_{min} mari. De aceea, am reprezentat în figura 11 valorile medii ale lui $\Delta p_r/\Delta t_m$, pe domeniul rapoartelor de comprimare $\varepsilon = 21{,}5-28{,}5$, în funcţie de presiunea medie p_d, la diferite turaţii. În calculele ce urmează, utilizăm valorile generalizate din figura 11.

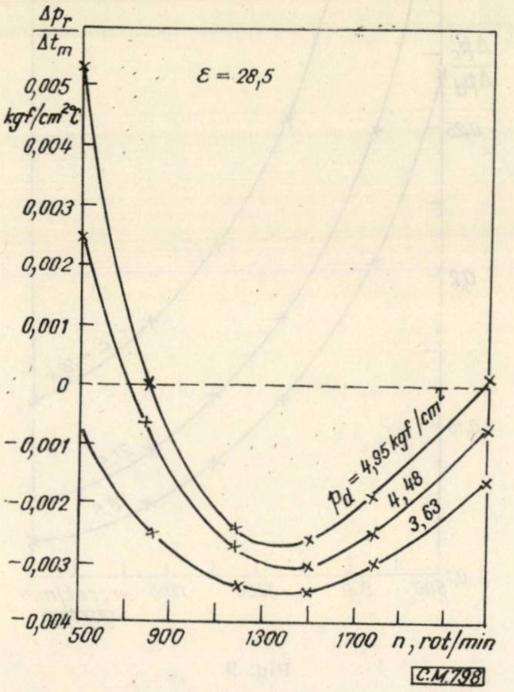


Fig. 10

Deoarece $\Delta p_r/\Delta t_m$ este nu numai o funcţie a turaţiei ci şi a presiunii medii, în ecuaţia (4) s-a calculat variaţia presiunii medii de frecări Δp_r, survenită sub acţiunea variaţiei regimului termic, pe porţiuni atît de mici, încît în cadrul lor valorile presiunii medii p_d să poată fi considerate constante.

Determinarea presiunii medii mecanice p_m, respectiv a randamentului mecanic η_m; examinarea rezultatelor

Determinarea presiunii medii de frecări p_r, *măsurată în punctul zero al liniei Williams.* Conform ecuaţiei (3), întîi *trebuie să determinăm pierderea totală* p_{gv} *măsurată în punctul zero al liniei Williams.* Experienţele au fost efectuate pe un motor Csepel cu patru cilindri fără supraalimentare. În figura 12 se pot vedea liniile Willians determinate din rezultatele măsurărilor ; din figură se pot citi şi valorile p_{gv} corespunzătoare diferitelor turaţii.

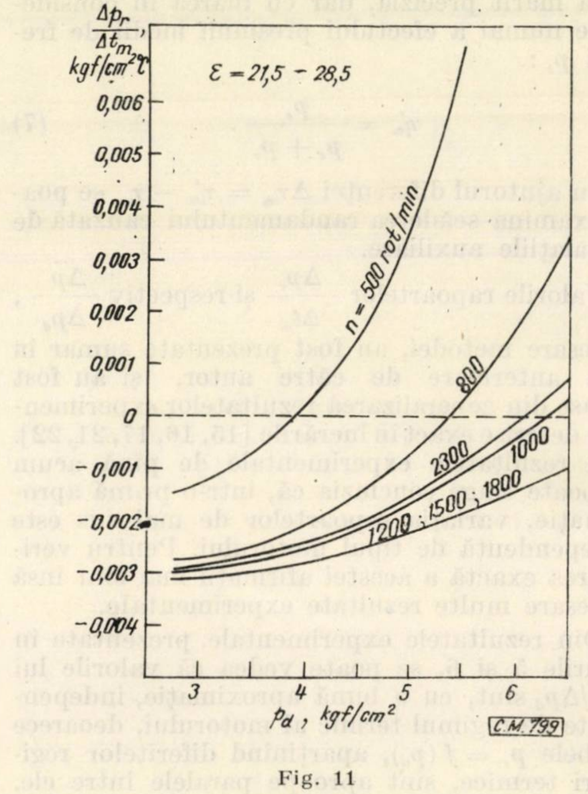


Fig. 11

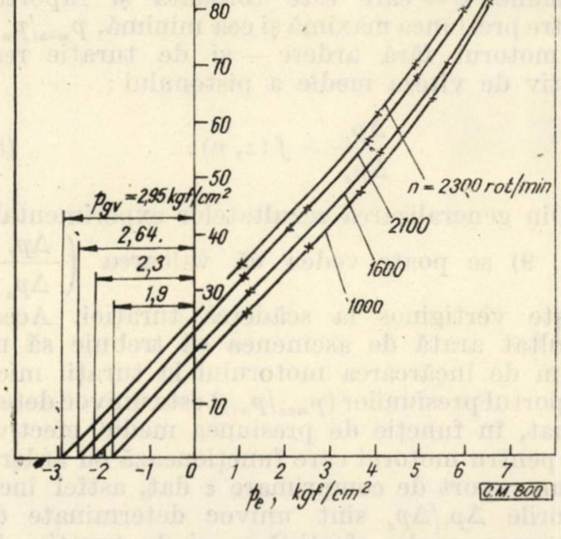


Fig. 12

Puterea necesară instalaţiilor auxiliare, exprimată prin presiunea medie p_h este, cu o foarte bună aproximaţie, funcţie numai de turaţie. Numai puterea necesară pompei de injecţie a combustibilului depinde într-o măsură minimă de presiunea medie p_e a motorului, dar aceasta reprezintă circa 10% din puterea totală necesară, astfel că efectul acesteia poate fi complet neglijat. Din considerente asemănătoare am neglijat variaţia minimă a puterii necesare pompei de ulei, în funcţie de temperatura uleiului, şi am făcut calculele cu temperatura medie a uleiului. În afară de cele două instalaţii de mai sus, s-a ţinut cont şi de puterea necesară compresorului de aer şi ventilatorului. Se dau variaţiile presiunii medii p_h în funcţie de turaţie (tab. 3).

Tabela 3

n	rot/min	1000	1600	2100	2300
p_h	kgf/cm²	0,338	0,53	0,78	0,886

Presiunea medie indicată p_{gw}, a proceselor de schimbare a gazelor (admisiune şi evacuare), în punctul zero al liniei Willians, a fost determinată prin extrapolarea — pînă în punctul zero al liniei Willians, pentru o turaţie dată — a valorilor p_{gw} (funcţie de presiunea medie efectivă p_e) stabilite prin ridicarea diagramei de pompaj în regim real de funcţionare a motorului. În scopul măririi preciziei extrapolării s-a ţinut seamă şi de valorile p_{gw} obţinute la antrenarea motorului din exterior. Rezultatele pot fi văzute în figura 13. În diagramă se

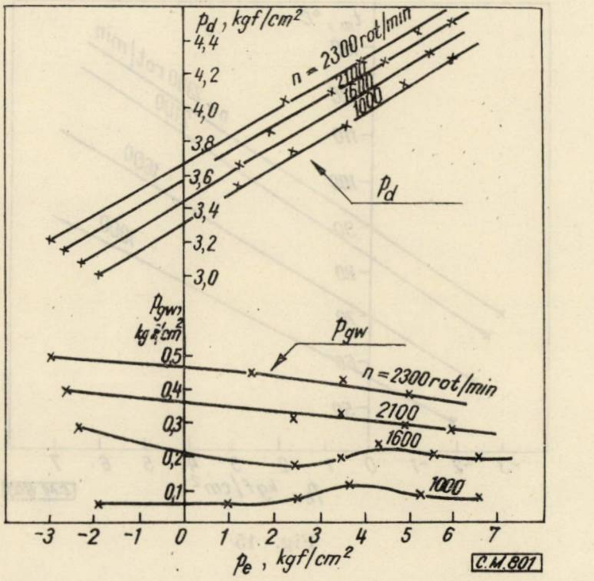


Fig. 13

pot vedea totodată şi variaţia presiunii medii p_d, în funcţie de turaţie şi de presiunea medie efectivă. Este interesant de observat că, la o presiune medie efectivă p_e constantă, o dată cu creşterea turaţiei, creşte presiunea medie p_d, deoarece pierderile hidraulice şi de frecări (crescătoare cu majorarea turaţiei) pot fi compensate numai prin sporirea presiunii medii indicate p_i. Creşterea presiunii medii indicate produce însă ridicarea presiunii medii p_d. La creşterea presiunii medii contribuie şi procesul de ardere prelungit în cazul turaţiilor crescătoare. Creşterea presiunii medii p_d, din punctul zero al liniei Willians, o dată cu creşterea turaţiei, este produsă, pe de o parte, de scăderea pierderilor specifice prin neetanşeităţi — la creşterea turaţiei — şi pe de altă parte de pierderea p_{ki}, generată de răcire în procesul principal de lucru, care are aceeaşi tendinţă de variaţie ca şi p_{di}.

Determinarea presiunii medii p_{ki}, echivalentă schimbului de căldură dintre pereţii cilindrului şi fluidul motor în timpul procesului de lucru, a fost făcută, pe calea prezentată în lucrările [15—17], cu ajutorul unei maşini electronice de calcul, alcătuindu-se programul de calcul al proceselor de lucru. Pierderea p_{ki} poate fi dată prin următoarea funcţie :

$$p_{ki} = f(t_w, \varepsilon, p_o, n), \qquad (10)$$

în care :

p_o este presiunea iniţială (minimă) a procesului principal de lucru.

În relaţia (10) valorile ε, p_o, n sînt precis cunoscute. Valorile temperaturilor pereţilor, în punctul zero al liniei Willians, la diferite turaţii, s-au determinat după cum urmează : s-au reprezentat temperaturile pereţilor motorului care funcţiona, t_w, în funcţie de p_e, şi funcţiile astfel obţinute s-au extrapolat pînă în punctul zero al liniei Willians, corespunzătoare turaţiei date, în mod similar cu procedeul prezentat în figura 13. Valorile temperaturilor obţinute ca rezultat al extrapolării, precum şi valorile p_{ki} în funcţie de turaţie, sînt date în tabela 4.

Tabela 4

n	rot/min	1000	1600	2100	2300
t_w	°C	59	67	83	88
p_{ki}	kgf/cm²	0,18	0,107	0,089	0,08

Modul de stabilire a pierderilor p_{di}, provenite din neetanşeităţile dintre piston—segmenţi şi peretele cilindrului, este cel din lucrările [15—17]. Principiul de calcul este asemănător cu cel de determinare a pierderii p_{ki}, dar în acest caz, pentru stabilirea procesului de lucru, trebuie avute în vedere pierderile specifice de gaze, cauzate de neetanşeităţi, şi nu transferul de căldură de la fluidul motor la peretele cilindrului. Relaţia dintre pierderea p_{di} şi indicii motorului este următoarea :

$$p_{di} = f\left(\frac{\Delta M_g^v}{M_g^v}, p_o, \varepsilon\right), \qquad (11)$$

în care :

ΔM_g^v este cantitatea de gaze scursă într-un ciclu ;

M_g^v — cantitatea de agent de lucru aspirată într-un proces de admisiune.

Valorile ΔM_g^v și M_g^v pot fi măsurate în timpul funcționării reale a motorului, iar prin reprezentarea lor grafică în funcție de p_e, și apoi prin extrapolarea lor pînă în punctul zero al curbei Willians, corespunzătoare turației date a motorului, se poate determina și valoarea raportului $\Delta M_g^v / M_g^v$.

Valorile pierderilor specifice de gaze $\Delta M_g^v / M_g^v$, precum și valorile $p_{ăi}$ corespunzătoare lor, sînt cele din tabela 5.

Tabela 5

n rot/min	1000	1600	2100	2300
M_g/M_g	0,5	0,9	0,8	0,7
p_{ai} kgf/cm²	0,025	0,05	0,04	0,035

Cu aceste valori s-au determinat toate pierderile care nu au caracter de frecări, care figurează în relația (3*a*), și astfel rezultă în mod cert valoarea lui p_{ro} (tab. 6).

Tabela 6

n rot/min	1000	1600	2100	2300
p_{ro} kgf/cm²	1,31	1,3	1,34	1,46

Se constată că valoarea p_{ro}, între 1 000 și 1 600 rot/min, ia o valoare minimă. Caracterul variației presiunii medii de frecări, oținută cu ajutorul metodei Willians, concordă cu rezultatele măsurărilor obținute la antrenarea motorului, arătate în figura 4. În aprecierea rezultatelor obținute cu ajutorul metodei Willians, trebuie avut în vedere că pierderea totală p_{pv} are o creștere continuă importantă, în funcție de turație (fig. 14), și că nici nu poate fi vorba de apariția unui punct de minim. Aici apare caracterul puternic aproximativ al metodei Willians originale, deoarece din pierderea totală p_{gv}, determinată cu ajutorul ei, numai o parte o constituie presiunea de frecări.

Efectuarea operației de mărire a preciziei, examinarea rezultatelor. Cu ajutorul relației de bază (4) s-a determinat presiunea medie de frecări p_r în funcție de regimul de funcționare. Valorile $\Delta p_r/\Delta p_a$, necesare pentru efectuarea calculelor, au fost luate din figura 9, iar diferențele de presiune $\Delta p'_a$ din figura 13. În efectuarea operației este necesară și variația regimului termic în funcție de presiunea medie efectivă p_e și de turația n. Rezultatele măsurărilor pot fi văzute în figura 15. Temperatura, t_m, care definește regimul termic al motorului, crește foarte puternic în funcție de p_e și n și, în conformitate cu rezultatele experiențelor, scăderea frecărilor, care apare la turații $n > 1000$, ca urmare a creșterii regimului termic, compensează în bună parte creșterea presiunii medii de frecări, produsă de creșterea presiunii medii p_a. Raportul diferențelor ($\Delta p_m / \Delta t_m$), necesar pentru examinarea influenței regimului termic, a fost luat din rezultatele experimentale care se pot vedea în figura 11.

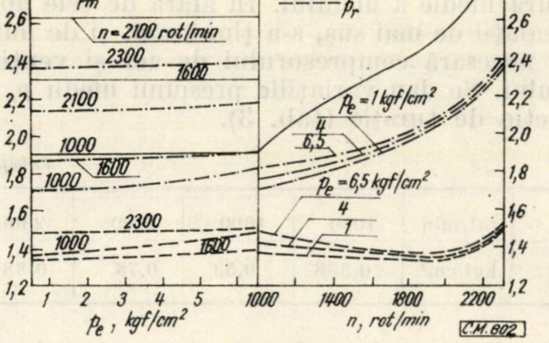


Fig. 14

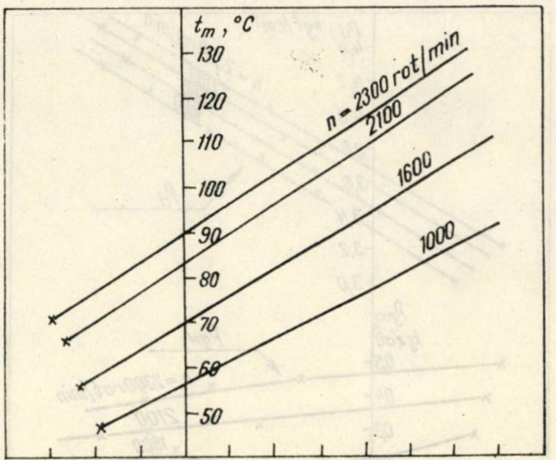


Fig. 15

Variația presiunii medii de frecări p_e, în funcție de turația n și de presiunea medie efectivă p_e, este arătată în figura 14. În figură s-a reprezentat pierderea totală p_{gv} și variația presiunii mecanice $p_m = p_r + p_h$. Cele trei pierderi au un caracter de variație foarte diferit una față de alta. Presiunea medie de frecări p_r scade pînă la o turație de circa 1600 rot/min, o dată cu creșterea turației, iar apoi crește. Această tendință s-a manifestat deja la examinarea variației valorilor lui p_{r_0}, dar aici ea devine mai accentuată deoarece, o dată cu creșterea turației, valoarea $(\Delta p_r/\Delta p_d)$ scade net; pe de altă parte la ridicarea turației crește regimul termic al motorului, respectiv temperatura t_m care definește regimul termic, iar aceasta acționează de asemenea în sensul scăderii presiunii medii de frecări. Este interesant de observat că, turația fiind constantă, la o ridicare a presiunii medii efective, p_r crește numai într-o măsură relativ mică. Aici se manifestă două tendințe contradictorii. La creșterea lui p_r (n = constant), presiunea medie a procesului de lucru crește net și aceasta se reflectă în creșterea presiunii medii de frecări p_r. Dar majorarea lui p_e atrage după sine o creștere foarte substanțială a regimului termic al motorului (fig. 15), care, după rezultatele experiențelor prezentate în figura 11, provoacă scăderea presiunii medii de frecări în regiunea presiunilor medii $p_d = 3{,}5-5$ kgf/cm² și $n = 800$ rot/min. Dintre cele două efecte, primul este cel mai important, îndeosebi în cazul turațiilor mai mici, pentru că valoarea $\Delta p_r/\Delta p_d$ crește cu scăderea turației; pe de altă parte la scăderea turației scade regimul termic al motorului și aceasta produce de asemenea creșterea relativă a pierderilor prin frecări.

Creșterea mare a presiunii medii mecanice p_m, în funcție de turație, este produsă de consumul de energie al instalațiilor auxiliare, care este puternic dependent de turație. Se poate vedea că valoarea lui p_m este substanțial mai mică decît valoarea lui p_{gv}, astfel că determinarea pierderilor mecanice cu ajutorul metodei aproximative Willians dă rezultate defavorabile față de realitate.

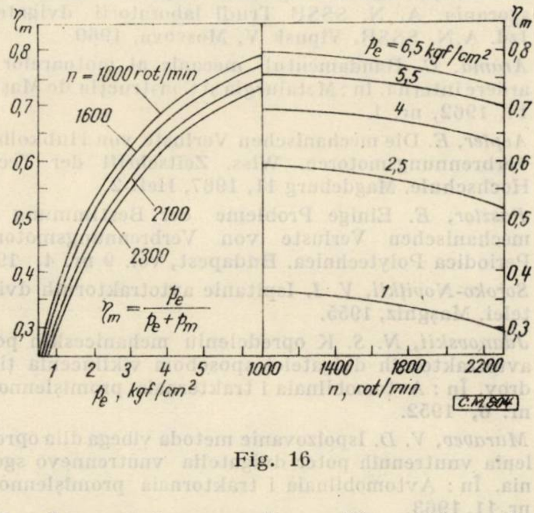


Fig. 16

Randamentul mecanic η_m (fig. 16), calculat din presiunea medie mecanică p_m, scade în funcție de turație, deoarece la p_e constant, o dată cu creșterea turației crește și p_m. La creșterea presiunii medii efective p_e, adică la ridicarea sarcinii motorului, η_m crește puternic pentru că, într-o primă aproximație, valoarea lui p_m poate fi luată independent de variația lui p_e. În figura 17 pe lîngă η_m s-a reprezentat și variația lui η_m', definit cu ajutorul pierderii pure de frecare, precum și variația lui η_m^*, calculat din pierderea totală p_{gv}. Între cele trei randamente cu caracter mecanic sînt deosebiri substanțiale, similare pierderilor exprimate prin presiunile medii respective. Îndeosebi la turații mari, η_m^*, calculat din p_{gv}, este cu circa 5–7% mai mic decît valoarea lui η_m care reflectă just realitatea. Iar „randamentul de frecări" η_m', calculat din pierderile „pure" de frecări, este mai mare cu 8–10% decît randamentul mecanic η_m.

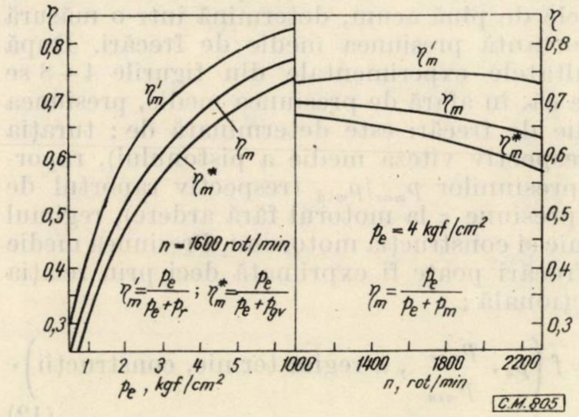


Fig. 17

Aceste ultime date atrag atenția asupra importanței scăderii randamentului mecanic, care apare din cauza consumului de putere al instalațiilor auxiliare.

Stabilirea tendinței de variație a randamentului mecanic în funcție de indicii mecanici și termici ai proceselor de lucru

În cele de pînă acum s-a examinat cum se poate determina randamentul mecanic din rezultatele experimentale obținute cu ajutorul metodelor aproximative la motoarele care funcționează în condiții de regim real —, astfel încît să caracterizeze realmente fidel pierderile mecanice ale motorului.

În continuare, examinăm posibilitățile de stabilire a tendințelor de variație a randamentului mecanic, în funcție de indicii mecanici și termici ai proceselor de lucru, cu ajutorul rezultatelor experiențelor pe motorul antrenat. Tendința deplină de variație a randamentului mecanic nu poate fi stabilită din rezultatele experimentale obținute la un motor care funcționează cu procesul de ardere real, pentru că la motoarele în funcțiune indicii mecanici și termici ai proceselor de lucru nu sînt independenți între ei. Variația randamentului mecanic din rezultatele experiențelor pe motoare în funcţiune se poate determina imprecis şi numai pentru un domeniu restrîns al parametrilor termici şi mecanici ai proceselor de lucru.

Corelaţia dintre procesele de lucru şi indicii motorului realizaţi de acestea se poate determina cu ajutorul presiunii medii p_d.

Presiunea medie (fig. 2), aşa cum am arătat în cele de pînă acum, determină într-o măsură importantă presiunea medie de frecări. După rezultatele experimentale din figurile 4—8 se vede că, în afară de presiunea medie, presiunea medie de frecări este determinată de : turaţia n (respectiv viteza medie a pistonului), raportul presiunilor p_{max}/p_{min} (respectiv raportul de compresiune ε la motorul fără ardere), regimul termic şi construcţia motorului. Presiunea medie de frecări poate fi exprimată deci prin relaţia funcţională :

$$p_r = f\left(p_d, \frac{p_{max}}{p_{min}}, n \text{ regim termic, construcţii}\right). \tag{12}$$

Relaţia (12) poate fi determinată prin procedeul arătat anterior.

Dar presiunea medie p_d poate fi corelată nu numai cu valorile lui p_r ci şi cu presiunea medie indicată reală p_i (a ciclului cu ardere), întrucît fiecărui ciclu îi aparţin valori p_i şi p_d determinate :

$$p_i = f(p_d, \varepsilon, \eta_v, \alpha, p_o, T_o, \text{regim termic, legea de transmitere a căldurii}). \tag{13}$$

Această corelaţie poate fi stabilită cu suficientă precizie prin calcularea proceselor de lucru cu ajutorul unei maşini electronice de calcul. În calculele noastre am folosit o lege de ardere de tip Vibe şi am ţinut seamă şi de influenţa trecerii căldurii de la agentul de lucru, prin pereţi, la mediul de răcire.

Aşadar, presiunea medie p_d creează o relaţie fundamentală între condiţiile de lucru ale motorului experimental antrenat şi cele ale motorului funcţionînd prin procese de lucru reale. Identitatea valorilor p_d, pentru motoare funcţionînd în cele două feluri de condiţii de lucru, asigură egalitatea sarcinii motorului.

Utilizînd egalitatea presiunilor medii p_d, se poate stabili, cu ajutorul formulelor (12) şi (13), o relaţie între presiunea medie de frecări p_r a motorului antrenat şi presiunea medie indicată p_i a motorului funcţionînd în condiţii reale :

$$p_r = f(p_i, \varepsilon\ \eta_v, \alpha, p_o, T_o, \text{regimul termic, legea schimbului de căldură}). \tag{14}$$

În relaţiile (13) şi (14) :

η_v este coeficientul de umplere ;
α — coeficientul de aer ;
p_o, T_o — parametrii iniţiali ai proceselor de lucru.

Cu ajutorul relaţiei (14) şi al ecuaţiilor (1), (2) şi (5), randamentul mecanic η_m se poate determina precis.

$$\frac{p_i - (p_r + p_h)}{p_i} = f(\varepsilon, \eta_v, \alpha, p_o, T_o, \text{regimul termic, legea de transfer a căldurii}). \tag{15}$$

Cu ajutorul procedeului de mai sus pot fi determinate deci procesele de lucru optime din punct de vedere al randamentului mecanic. După experienţele de pînă acum, valorile lui η_m sînt determinate într-o măsură hotărîtoare de coeficientul excesului de aer. Randamente mecanice bune pot fi atinse numai la coeficienţi mici ai excesului de aer, adică la sarcini termice mari. La creşterea coeficientului excesului de aer, adică la sărăcirea amestecului, presiunea medie indicată p_i scade într-o mare măsură pe cînd presiunea medie p_d, respectiv presiunea medie de frecări — corespunzătoare ei —, scade într-o măsură mică. Autorul a prezentat în detaliu rezultatele de mai sus la „Conferinţa de motoare cu ardere internă'' din Bucureşti, unie 1970.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Caşceviţkii, V. A.* Vnutrennie poteri v dizeliah. În : Traktorî i selhoz maşinî, nr. 2, 1960.

[2] *Ricardo, H. R.* Der schnellaufende Verbrennungsmotor. Springer-Verlag, 1954.

[3] *Maslennikov, M. M., Rappiport, M. S.* Aviaţionnîe portnevîe dvigateli. Oboronghiz, 1951.

[4] *Kalmár, I.* Einige Probleme der Aufnahme und der Auswertung des Indikator-Diagramms. Periodica Polytechnica. 1967. Vol. 11, nr. 1.

[5] *Grish, R. E.* Determination of True Engine Friction. SAE Transactions. 66, 1958.

[6] *Ştefkin, B. S.* Indicatornaia diagramma, dinamica teplovoedelenia i rabocii ţikl bîstrohodnovo porşnevogo dvigatelia. Laboratoria dvigatelei A.N. SSSR, Moscova, 1960.

[7] *Zalotarevskii, V. S.* O tocinosti opredelenia indikatornîh pokazatelei avtomobîlnîh benzinovîh dvigatelei. Teoria, construcţia, rasciot i ispîtania dvigatelei vnutrennevo sgorania. A. N. SSSR Trudî laboratorii dvigatelei. Izd. A.N. SSSR, Vîpusk V, Moscova, 1960

[8] *Aramă, C.* Randamentul mecanic al motoarelor cu ardere internă. În : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, 14, 1962, nr. 1.

[9] *Aepler, E.* Die mechanischen Verluste von Hubkolben-Verbrennungsmotoren. Wiss. Zeitschrift der Techn. Hochschule. Magdeburg 11, 1967, Heft 2.

[10] *Pasztor, E.* Einige Probleme der Bestimmung der mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren. Periodica Polytechnica. Budapest, vol. 9 nr. 4, 1965.

[11] *Soroko-Noviţkii, V. I.* Ispîtanie avtotraktornîh dvigatelei. Maşghiz, 1955.

[12] *Jdanovskii, N. S.* K opredeleniu mehaniceskih poter avtotraktornîh dvigatelei sposobom vîkliucenia ţilindrov. În : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 6, 1952.

[13] *Muravev, V. D.* Ispolzovanie metoda vîbega dlia opredelenîa vnutrennîh poter dvigatelia vnutrennevo sgorania. În : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 11, 1963.

[14] *Petrov, M. A., Gornuşkin, Iu. G.* Opredelenie mehaniceskih poteri v dvigateliah metodom vîbega. În : Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 9, 1957.

[15] *Pásztor, E.* Methode zur Bestimmung des Reibungsmitteldruckes von Kolben-Verbrennungsmotoren. Acta Technica, Tomus 62 (3—4), p. 381—408, 1968, Akadémiai Kiadó Budapesta.

[16] *Pásztor, E.* Über die Möglichkeiten zur Bestimmung von Beziehungen zwischen dem Arbeitsprozess und dem mechanischen Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren. Periodica Polytechnica. Vol. 11 nr. 1, 1967.

[17] *Pásztor, E.* Über die Bestimmung der Reibungsart und des mechanischen Wirkungsgrades bei Verbrennungsmotoren. În : MTZ 29, 1968, nr. 2, p. 57–64.

[18] *Zinner, K.* Die Umrechnung der Leistung von Verbrennungsmotoren, insbesondere Dieselmotoren, in Abhängigkeit von atmosphärischen Zustand. În : MTZ 5, 109, 1950.

[19] *Petersen, H.* Die mechanische Verluste bei Mittel und Grossdieselmotoren. În : MTZ 5, 118, 1950.

[20] *Oemichen, M.* Betrachtungen zur Brennraumgestaltung von Diesel-motoren mit kleinem Brennraum. În : Die Technik 10, 434, 1951.

[21] A P1-406 JAFI tipusu dieselmotor mechanikai-surlódási veszteségeinek vizsgálata. BME Kalorikus Gépek Tanszék 1966. Kézirat. Témavezetö : Pásztor E.

[22] Jelentés a ,,Csepel gyartmányu Dieselmotorok mechanikai-surlódási veszteségei csökkentese" c. vizsgálatról. BME Kalorikus Gépek Tanszék 1967. Kézirat. Témavezetö : Pásztor E.

CZ 621.941.28.001.5

Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel

Dr. ing. Alexandru RĂDULESCU – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Constantin MICU – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Ion UNGUREANU – Institutul politehnic – Bucureşti

După cum este cunoscut, puţini cercetători au abordat pînă în prezent problema rigidităţii statice a strungurilor carusel şi, în general, a maşinilor-unelte grele.

Strungurile carusel se caracterizează prin gabarite şi distanţe relativ mari între subansambluri şi elementele lor componente, care generează greutăţi în efectuarea măsurărilor de rigiditate. Este suficient de menţionat că distanţele de la punctul de măsurare (vîrful cuţitului) la platou variază de la 315 la 2 000 mm, pentru diametre ale platoului de la 800 la 10 000 mm. Deoarece aceste strunguri sînt destinate prelucrării cu regimuri de aşchiere intensive, forţele de aşchiere avînd valori importante, este necesar ca determinările de rigiditate să se efectueze cu forţe de încărcare corespunzătoare. În literatura de specialitate se recomandă ca valorile forţelor de încărcare să fie cuprinse între 1 470 da. N, pentru un strung cu diametrul platoului de 800 mm şi 9 800 da. N, pentru un strung cu diametrul platoului de 10 000 mm.

Gabaritele şi distanţele apreciabile, precum şi forţele mari de încărcare, necesită dispozitive cu dimensiuni corespunzătoare pentru realizarea forţelor şi pentru efectuarea măsurărilor.

O altă consecinţă directă a dimensiunilor mari de gabarit este dificultatea de a putea găsi şi utiliza în cazul strungurilor carusel o bază de măsurare independentă de maşină. Utilizarea batiului drept bază de măsurare este dificilă din cauza lipsei unor posibilităţi de prindere a suporţilor aparatelor de măsurare.

Metodica recomandată de normele CAER prevede ca principalele subansambluri ale strungurilor carusel să fie încărcate cu o forţă spaţială al cărui suport trebuie să treacă prin centrul platoului, fiind orientat sub un unghi de 30⁰ faţă de planul platoului şi la 30⁰ faţă de un plan perpendicular pe platou şi traversă (fig. 1). Forţa se aplică capătului sferic, liber, al unui element de încărcare prismatic fixat în suportul portcuţit al subansamblului cercetat. Aparatul de măsurare are suportul fixat pe platou şi palpează pe elementul de încărcare măsurînd deplasările relative ale subansamblului faţă de platoul strungului. Determinînd astfel deplasările totale se poate calcula rigiditatea totală.

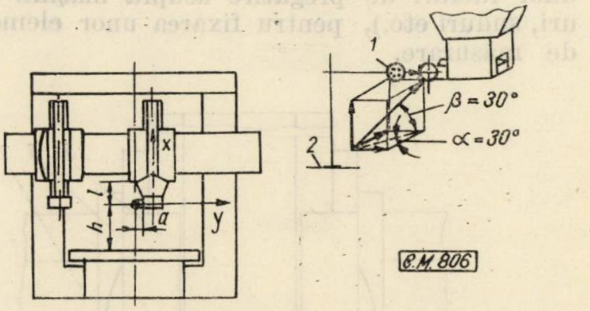


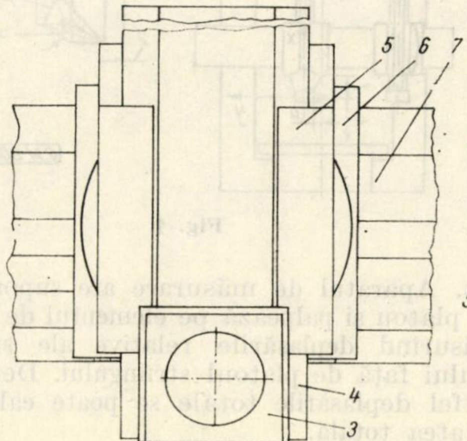
Fig. 1

Pentru constructorul de maşini-unelte este însă important să cunoască mărimea deplasărilor fiecărui subansamblu precum şi a fiecărui element component al subansamblului care preia forţe de aşchiere. În acest fel apare posibilitatea evidenţierii elementelor cu rigiditate scăzută verificîndu-se soluţiile constructive şi tehnologice folosite.

În lucrarea [2] se prezintă o metodă care permite să se determine mărimile deplasărilor elementelor componente ale subansamblurilor unui strung carusel în deplasarea totală a acestora. Se consideră că poziţia secţiunii unui element al subansamblului după deplasare, în raport cu poziția inițială, se caracterizează prin trei rotiri și trei deplasări în jurul și respectiv după trei axe rectangulare. Rotirile se determină cu nivele cu bulă de aer, sau măsurînd două deplasări ale elementului pe direcția respectivă la o distanță cunoscută. Deplasările se măsoară la nivelul elementului respectiv în puncte bine determinate. Pentru a determina ponderea cu care participă elementul respectiv în deplasările totale ale subansamblului, măsurate la capătul sferic al elementului de încărcare, se face o reducere geometrică în acest punct a deplasărilor și rotirilor măsurate în punctele de pe element. Pentru plasarea nivelelor pe elementul urmărit a fost necesar să se fixeze pe acesta console prin sudură sau șuruburi, lucru care nu întotdeauna este posibil.

Metodica expusă prezintă însă dezavantajul că este foarte greoaie din cauza unor măsurări și calcule laborioase care necesită un timp îndelungat pentru cercetări.

Metodica, prezentată în cele ce urmează, a apărut din necesitatea experimentării unor prototipuri de strunguri carusel care să răspundă cerințelor puse de constructor, să evite deficiențele arătate și să necesite dispozitive cît mai simple, fără a fi necesare efectuarea unor lucrări de pregătire asupra mașinii (găuri, suduri etc.), pentru fixarea unor elemente de măsurare.



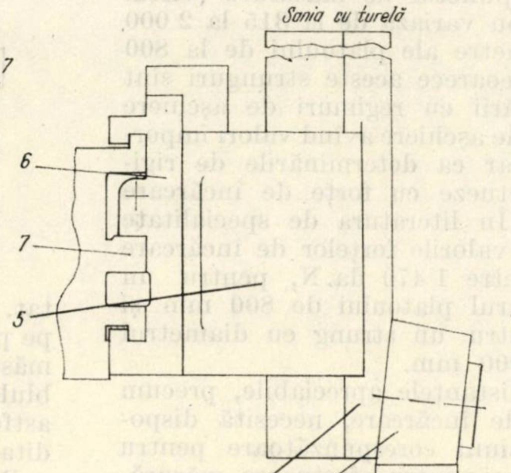


Fig. 2

Încărcarea subansamblurilor strungului carusel (sania verticală dreaptă, sania verticală stîngă, sania laterală, platoul) se poate realiza cu o forță aplicată la 30° față de planul platoului și la 30° față de un plan perpendicular pe platou și traversă, conform recomandărilor din normele CAER. Poziția forței de încărcare pentru fiecare subansamblu se stabilește astfel încît direcția și sensul componentelor acesteia să coincidă cu direcția și sensul componentelor forței de așchiere. În figura 1 se prezintă poziția forței de încărcare pentru suportul vertical dreapta.

Drept bază de măsurare poate fi ales platoul, dar aceasta numai pentru măsurarea deplasărilor relative ale capului sferic al elementului de încărcare (vîrful cuțitului) față de platou. Pentru măsurarea deplasărilor totale ale unui subansamblu este necesară o bază de măsurare independentă, aceasta putînd fi realizată prin intermediul unor dispozitive rigidizate la batiu sau fundație cu scopul de a apropia baza de măsurare de vîrful cuțitului, ca în figura 4. În cazul strungurilor carusel cu traversa fixă, drept bază de măsurare pentru efectuarea măsurărilor la săniile la care se fac cercetări pot fi folosite săniile neîncărcate, cu observația că în prealabil este necesar să se stabilească dacă deformațiile traversei fixe pot fi neglijate.

Pentru a determina mărimea deplasărilor fiecărui element al unui subansamblu în deplasarea totală măsurată la capătul elementului de încărcare, trebuie să se măsoare deplasările elementului de încărcare, succesiv față de fiecare element al subansamblului. Aceasta se poate rezolva prin prelungirea elementelor subansamblului cercetat pînă în imediata apropiere a elementului de încărcare prin intermediul unor dispozitive speciale rigidizate la elementele respective (fig. 6). În cazul cînd distanțele de la elementele ce urmează a fi prelungite pînă la elementul de încărcare sînt relativ mici, prelungirea acestora se poate realiza direct prin intermediul suporților magnetici ai aparatelor de măsurare, ce măsoară deplasările elementului de încărcare (fig. 5).

Solidarizarea dispozitivelor de prelungire cu elementele subansamblului asupra căruia se fac măsurări poate fi făcută în orice punct al elementelor în cazul cînd acestea prezintă o rigiditate atît de mare încît deformațiile lor elastice pot fi practic neglijate. În cazul în care elementele subansamblurilor care trebuie prelungite nu sînt suficient de rigide, poziția de rigidizare a elementelor de prelungire trebuie aleasă cît mai aproape de îmbinarea cu elementul care urmează spre vîrful cuțitului, astfel deplasarea dispozitivului de prelungire va însuma și deformațiile proprii ale elementului respectiv.

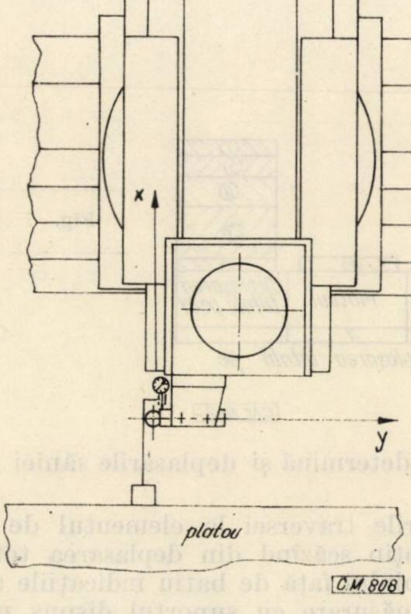


Fig. 3

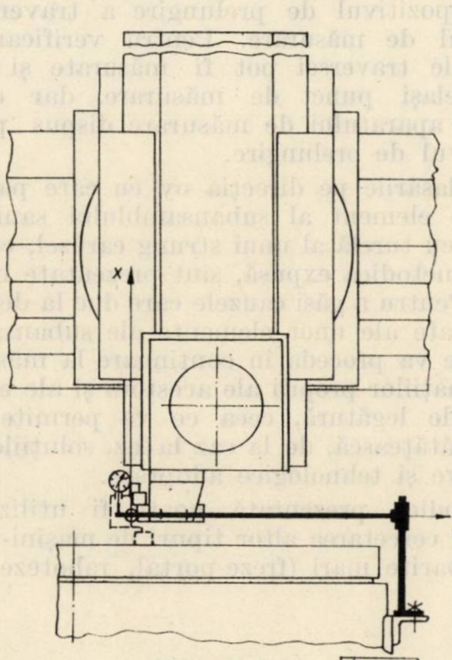


Fig. 4

Pentru a avea indicații cît mai complete asupra comportării strungului în exploatare, măsurările de rigiditate trebuie făcute după cele trei direcții : ox, oy și oz.

Se va expune metodica cercetării rigidității unui strung carusel cu traversă fixă la suportul vertical dreapta (fig. 2) pentru ceilalți suporți (suport vertical stînga, suport lateral) metodica fiind similară (fig. 2 : 1 — element de încărcare (cuțit) ; 2 — suport portcuțit ; 3 — turelă ; 4— sania verticală ; 5 — placă turnantă ; 6 — sania longitudinală ; 7 — traversă).

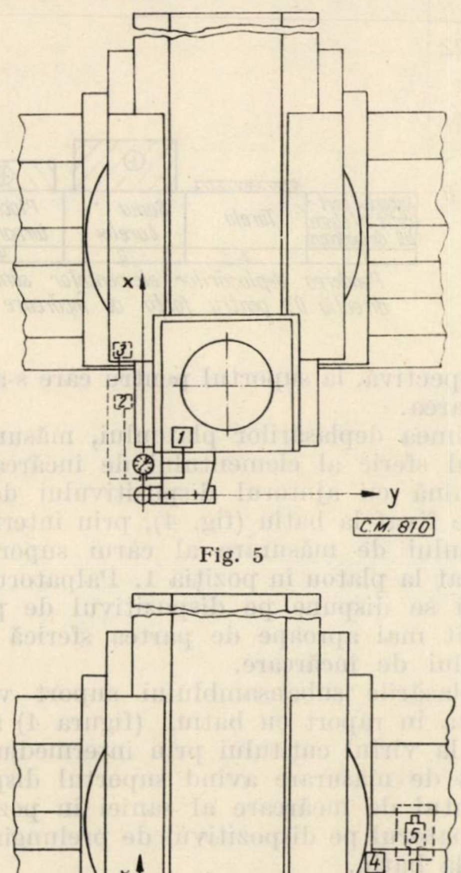


Fig. 5

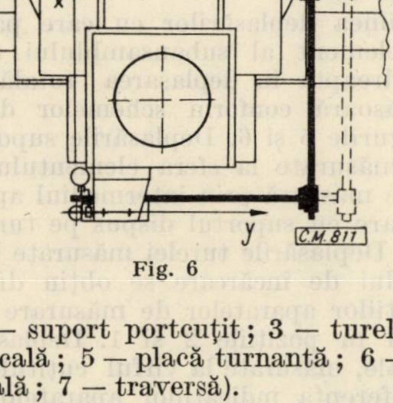


Fig. 6

În figurile 3, 4, 5 și 6 sînt indicate pozițiile aparatelor de măsurare a deplasărilor pe o singură direcție (ox), pentru celelalte direcții poziția suporților aparatelor de măsurare fiind similară.

Schema de încărcare și de măsurare a deplasărilor relative ale capătului sferic al elementului de încărcare faţă de platou recomandată de normele CAER este prezentată în figura 3. Suportul aparatului de măsurare, solidarizat la platou, măsoară deplasările vîrfului cuţitului faţă de platou. Raportînd componenta forţei de încărcare pe una din direcţiile ox, oy, oz, la deplasarea pe aceeaşi direcţie se obţine rigiditatea totală a strungului carusel pe direcţia respectivă, la suportul pentru care s-a făcut măsurarea.

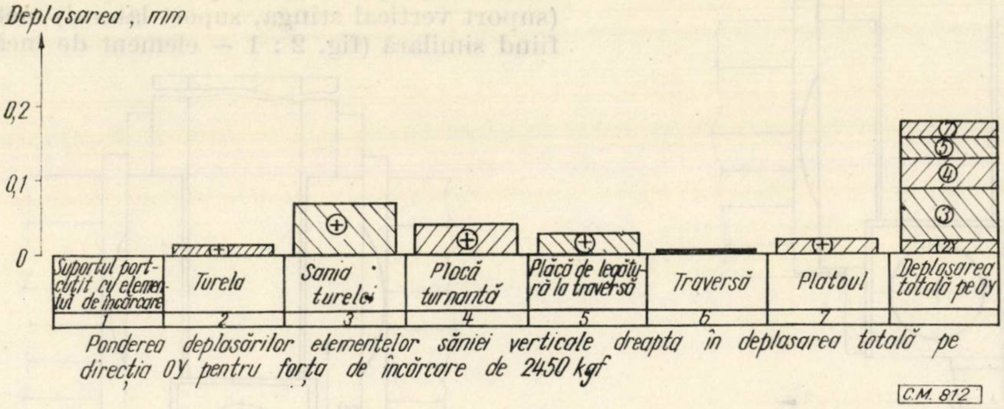


Fig. 7

Mărimea deplasărilor platoului, măsurate la capătul sferic al elementului de încărcare, se determină cu ajutorul dispozitivului de prelungire fixat la batiu (fig. 4), prin intermediul aparatului de măsurare al cărui suport este rigidizat la platou în poziţia 1. Palpatorul aparatului se dispune pe dispozitivul de prelungire cît mai aproape de partea sferică a elementului de încărcare.

Deplasările subansamblului suport vertical dreapta în raport cu batiul (figura 4) se măsoară la vîrful cuţitului prin intermediul unui aparat de măsurare avînd suportul dispus pe elementul de încărcare al saniei în poziţia 2, şi palpatorul pe dispozitivul de prelungire rigidizat la batiu.

Mărimea deplasărilor cu care participă fiecare element al subansamblului suport vertical dreapta în deplasarea totală a acestuia se măsoară conform schemelor de măsurare din figurile 5 şi 6. Deplasările suportului portcuţit măsurate la sfera elementului de încărcare se măsoară prin intermediul aparatului de măsurare cu suportul dispus pe turelă în poziţia 1. Deplasările turelei măsurate la sfera elementului de încărcare se obţin din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii dispuşi în poziţiile 2 şi 1. Deplasările săniei verticale, măsurate la vîrful cuţitului, se obţin din diferenţa indicaţiilor aparatelor de măsurare cu suporţii dispuşi în poziţiile 3 şi 2.

Elementele sania transversală şi traversa, fiind la distanţe mari faţă de punctul de măsurare, fac necesară prelungirea lor, aşa cum s-a mai arătat, prin intermediul unor dispozitive dispuse în poziţiile 4 şi 5 (fig. 6). Mărimea deplasărilor plăcii turnante, măsurată la sfera elementului de încărcare, se obţine din diferenţa indicaţiilor aparatului de măsurare amplasat pe elementul de încărcare, ce palpează pe dispozitivul care prelungeşte sania transversală în poziţia 4, şi ale aparatului de măsurare amplasat cu suportul pe placa turnantă în poziţia 3. În mod similar se determină şi deplasările săniei transversale.

Deplasările traversei la elementul de încărcare se obţin scăzînd din deplasarea totală a subansamblului faţă de batiu indicaţiile aparatului de măsurare cu suportul dispus pe elementul de încărcare şi cu palpatorul palpînd pe dispozitivul de prelungire a traversei în punctul de măsurare. Pentru verificare, deplasările traversei pot fi măsurate şi direct, în acelaşi punct de măsurare, dar cu suportul aparatului de măsurare dispus pe dispozitivul de prelungire.

Deplasările pe direcţia oy cu care participă fiecare element al subansamblului sanie verticală cu turelă al unui strung carusel, cercetat după metodica expusă, sînt prezentate în figura 7. Pentru a găsi cauzele care duc la deplasări exagerate ale unor elemente ale subansamblurilor se va proceda în continuare la măsurarea deformaţiilor proprii ale acestora şi ale elementelor de legătură, ceea ce va permite să se îmbunătăţească, de la caz la caz, soluţiile constructive şi tehnologice adoptate.

Metodica prezentată poate fi utilizată şi pentru cercetarea altor tipuri de maşini-unelte, de gabarite mari (freze-portal, raboteze etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădulescu, Al., Micu, C.* şi *Ungureanu, I.* : Contribuţii la stabilirea unei metodologii de determinare a rigidităţii statice a strungurilor normale. Construcţia de Maşini nr. 5, 1970.

[2] *Kaminskaia, V. V.* şi *Reşetov, D. N.* : Studiul rigidităţii strungurilor carusel. În : Stanki i instrument, aprilie nr. 4/1956.

CZ 001(498)

Contribuţii româneşti la dezvoltarea ştiinţei contemporane

Dr. ing. Gavril SONEA

Cuceririle gîndirii ştiinţifice au unul dintre cele mai însemnate roluri în studierea şi transformarea de către om a naturii şi societăţii, în cunoaşterea şi apropierea dintre popoare, în colaborarea activă a ştiinţei şi culturii puse în slujba cauzei progresului. Acest lucru este demonstrat de faptul că, în întreaga istorie a civilizaţiei, un popor este apreciat după contribuţia adusă la cunoaştere, după valoarea moştenirii materiale şi spirituale pe care o lasă, după rolul pe care îl are în domeniul progresului şi civilizaţiei.

Ştiinţa romînească, încadrată în avîntul fără precedent al cercetării ştiinţifice mondiale, grefată pe tradiţiile valoroase şi progresiste din trecut, şi-a asumat sarcina de prestigiu de a-şi aduce contribuţia la dezvoltarea ştiinţei contemporane, paralel cu aportul la progresul multilateral al vieţii social-economice a ţării noastre. De relevat că, încă în decursul timpului, savanţi români care au făcut cinste patriei şi veacului lor au fondat strălucite şcoli de matematică, fizică, chimie, geologie, medicină, istorie, sociologie, ridicînd prin operele lor prestigiul ştiinţei româneşti şi făcînd să crească contribuţia ţării noastre la patrimoniul ştiinţei mondiale.

Constituie o mîndrie pentru noi contribuţiile din domeniul matematicii ale lui G. Ţiţeica, D. Pompei, Al. Myller şi S. Stoilov; în domeniul fizicii, ale lui Emanoil Bacaloglu şi elevului său D. Negreanu; în ramura chimiei, ale lui Petre Poni şi Constantin Istrati; în geologie, ale lui Grigore Cobălcescu şi Ludovic Mrazec; în biologie, ale lui D. Brîndză, D. Voinov şi I. Atanasiu. Demnă de consemnat este, de asemenea, activitatea ştiinţifică desfăşurată de Victor Babeş, Toma Ionescu, Ion Cantacuzino, Gh. Marinescu, D. Danielopolu şi C. I. Parhon în domeniul medicinii; de Emil Racoviţă, creatorul biospeologiei; de A. D. Xenopol, V. Pîrvan şi Nicolae Iorga în domeniul istoriei, pentru a ne opri doar la cîţiva dintre reprezentanţii de renume ai ştiinţei româneşti.

Contribuţia prin inteligenţă, talent şi forţă de creaţie spirituală a tuturor popoarelor la sporirea tezaurului ştiinţific şi cultural al umanităţii este o necesitate deoarece cercetarea, creaţia originală—aşa cum arată secretarul general al P.C.R., tovarăşul Nicolae Ceauşescu — „nu se pot dezvolta decît în strînsă legătură cu evoluţia ştiinţei şi culturii internaţionale". În prezent, cînd pe plan mondial se abordează cercetări de anvergură într-o serie de domenii hotărîtoare pentru progresul omenirii, soluţionarea marilor probleme ale ştiinţei nu mai poate fi opera unei singure ţări, ci fiecare naţiune, mare sau mică, poate şi trebuie să-şi aducă contribuţia, în limita posibilităţilor sale materiale şi umane şi a tradiţiilor sale ştiinţifice.

Realizarea dezideratului ştiinţei româneşti — — care în anii construcţiei socialismului a căpătat contururi şi semnificaţii noi — de a continua să contribuie cît mai mult şi prestigios la tezaurul valorilor mondiale este posibilă datorită faptului că Partidul Comunist Român şi statul nostru socialist, în elaborarea întregii politici de dezvoltare a ţării, de edificare a noii societăţi, pornesc de la ştiinţa despre lume şi societate a proletariatului, marxism-leninismul, pe care o aplică în mod creator la condiţiile noastre concrete. În acelaşi timp, partidul şi statul român ţin permanent seamă că în epoca contemporană, cînd pe plan mondial are loc o puternică revoluţie tehnico-ştiinţifică care modifică substanţial condiţiile producţiei materiale şi posibilităţile de valorificare a bogăţiilor naturale în folosul omului, un progres economic şi social rapid se poate realiza numai sub influenţa nemijlocită a gîndirii ştiinţifice, a descoperirilor ştiinţei.

Îmbogăţirea continuă a bazei materiale a cercetării, asigurarea unei tot mai bune concentrări a forţelor de cercetare, încurajarea continuă şi pe căi multiple a creaţiei ştiinţifice originale, lărgirea relaţiilor de colaborare şi cooperare tehnico-ştiinţifică internaţională constituie preocupări de prim plan ale conducerii de partid şi de stat. În acest cadru general, cercetarea ştiinţifică din România cunoaşte o dezvoltare continuă, activităţile oamenilor de ştiinţă şi tehnicienilor noştri se întrepătrund, rezultatele obţinute contribuind la îmbogăţirea patrimoniului naţional şi mondial al cunoaşterii.

Astfel, în anii construcţiei socialismului şcoala românească de matematici, cunoscută şi în trecut prin creaţia fruntaşilor săi, a obţinut multiple realizări apreciate în ţară şi peste hotare. Amintim rezultatele privind studiul structurii soluţiilor ecuaţiilor iterate ale căldurii cu ajutorul tehnicii folosite la ecuaţiile poliarmonice, în care s-a obţinut prin metode axiomatice o sinteză a rezultatelor valabile simultan pentru cazul eliptic, hiperbolic şi parabolic. În domeniul fizicii se poate menţiona realizarea, printre primele în lume, a instalaţiei laser cu gaz (He — He), precum şi rezultatele obţinute în studierea problemei semiconductorilor amorfi, sub aspect experimental şi teoretic.

Ştiinţa românească a obţinut realizări de seamă în fizica atomică. În lucrările întreprinse de M. Petraşcu la Dubna şi de americani la Berkeley s-a stabilit prezenţa unui mecanism de fisiune bazat pe tranziţiile neradiative în mezoatomi de uraniu, thoriu şi plutoniu 239, cu care ocazie s-a determinat pentru prima dată timpul de viaţă al miuonului într-un element transuranian. În ştiinţele chimice trebuie arătată în primul rînd existenţa şcolii importante care se ocupă de un domeniu de cercetare nou în lume, chimia fizică a electroliţilor topiţi, în care s-au obţinut rezultate susceptibile de aplicaţii în industria electrochimică, ceramică şi în tehnica nucleară.

Sarcini complexe au revenit cercetărilor tehnologice româneşti în cadrul evoluţiei societăţii noastre, iar rezolvările date problemelor sînt bine cunoscute oamenilor de ştiinţă din străinătate. În acest domeniu se disting cercetările româneşti de mecanică aplicată — aerodinamică şi lubrificaţie. Dezvoltarea, spre exemplu, a teoriei unitare a aripilor în regim supersonic pe baza mişcărilor conice de ordin superior, a permis soluţionarea unor probleme privind diferite forme de aripă, ca şi a sistemelor portante complexe, cu rezultate remarcate în U.R.S.S., S.U.A., Anglia.

Pe o poziţie avansată se situează realizările cercetărilor ştiinţifice româneşti în studiul fenomenelor fizice şi metalurgice în sudură. Se evidenţiază pe plan mondial cercetările teoretice în electroenergetică, de stabilitate a sistemelor automate neliniare, deschizătoare de noi direcţii de cercetare şi aplicare, care au permis elaborarea metodei de analiză nodală a reţelelor electroenergetice.

Realizările gîndirii ştiinţifice şi tehnice româneşti sînt confirmate pregnant de activitatea de invenţii. Astfel, continuînd activitatea de creaţie a marilor înaintaşi — Traian Vuia, Aurel Vlaicu, Henri Coandă, Lazăr Edeleanu, George Constantinescu — inventatorii români de astăzi obţin succese însemnate în toate ramurile economiei naţionale, unele dintre acestea constituind chiar o continuare a realizărilor din trecut.

În domeniul sonicităţii — disciplină creată de inventatorul român George Constantinescu — au fost înregistrate în ultimii ani invenţii noi referitoare la diferite tipuri sonice folosite la extragerea apei din puţuri, care reprezintă aplicaţii valoroase ale acestei teorii. Recent au apărut invenţii româneşti referitoare la construcţia amortizoarelor de zgomot, provocat de avioanele cu reacţie pe pistele de decolare, precum şi la tipuri noi de duze pentru sapele de foraj, prin aplicarea binecunoscutului efect Coandă.

Dezvoltarea impetuoasă a economiei, ştiinţei şi culturii noastre, însoţită de creşterea importantă a numărului cadrelor cu studii superioare antrenate în aceste domenii de activitate, a avut ca urmare dezvoltarea spiritului creator al personalului legat direct de procesul de realizare a bunurilor — numărul invenţiilor ridicîndu-se în anii 1950 — 1969 la peste 4 000. De remarcat că din totalul acestora peste 55% provin din ramurile construcţiilor de maşini, chimiei şi petrolului, fapt care atestă că activitatea de creaţie este îndreptată în mod accentuat spre rezolvarea problemelor esenţiale ale producţiei prin soluţii moderne la nivelul tehnicii mondiale.

Dintre invenţiile româneşti aplicate în cadrul întreprinderilor şi institutelor din ţara noastră, care au rezolvat numeroase probleme de producţie, efectele lor tehnico-economice crescînd o dată cu dezvoltarea industrială a ţării, se citează: instalaţia de superfracţionare pentru separarea stirenului din etilbenzen în prezenţa xilenilor; procedeul şi instalaţia pentru obţinerea xilenului de înaltă puritate; procedeu, epruvetă şi dispozitiv pentru determinarea statică a tensiunii minime de fisurare întîrziată a oţelurilor sudate; generator de plasmă cu focalizare magnetică şi cu admisie suplimentară de gaz; bloc de beton pentru apărarea construcţiilor expuse valurilor; medicament destinat terapeuticii oftalmologice; procedeu de purificare a penicilinei V.

Introducerea în producţie a unor utilaje noi, însoţită de creşterea numărului şi nivelului tehnic al invenţiilor, a dat posibilitatea ca aceste creaţii să se plaseze la nivelul mondial al tehnici. Semnificativ în acest sens este faptul că numai din cele aproximativ 500 de invenţii pentru care s-au făcut în ultimii ani înregistrări în străinătate, au fost obţinute peste 1 250 de brevete — multe dintre ele fiind contractate cu diferite ţări. Pentru exemplificare se menţionează: procedeu, aparat şi instalaţie pentru separarea de componenţi dintr-un amestec gazos prin absorbţie, contractată de R. F. a Germaniei; documentaţie tehnică de execuţie pentru unităţile de pompaj de 3, 5, 7, 9. 12 şi 15 t, contractată de Brazilia; procedeu de fabricaţie şi marca de fabrică Gerovital H_3, contractată de Belgia, Spania şi Franţa; know-how pentru reactoare carboxilare, contractată de India; folcisteina A, contractată de Elveţia; cimenturi refractare, contractată de Franţa.

O dovadă concretă a nivelului invenţiilor româneşti o constituie numărul crescînd al celor premiate la diferite tîrguri internaţionale. Astfel, din 17 invenţii prezentate la saloanele internaţionale de la Bruxelles (1968), Viena (1968 şi 1969), Nancy (1968) şi Londra (1969) s-au obţinut 12 medalii, dintre care nouă de aur, două de argint aurit şi una de argint. Dintre acestea se menţionează: sistem catalitic pentru obţinerea stirenului şi derivaţilor săi, realizat la IPROCHIM; generator automatizat multifocar pentru apă supraîncălzită (GAMA 2), realizat în cadrul Institutului de fizică atomică; generator de plasmă cu focalizare magnetică şi cu admisie suplimentară de gaz, realizat în cadrul Academiei R.S.R. ; procedeu constructiv pentru îmbunătăţirea caracteristicilor generatoarelor de frecvenţă medie, realizat în cadrul Uzinei de maşini electrice Bucureşti.

Partidul comunist şi statul socialist român apreciind că în epoca noastră a devenit o necesitate obiectivă desfăşurarea unui larg schimb de experienţă şi opinii între creatorii din toate ţările lumii, cunoaşterea realizărilor valoroase ale celorlalte popoare, manifestarea activă a fiecărei naţiuni în slujba progresului general al ştiinţei şi culturii contemporane, întreţin relaţii de colaborare tehnico-ştiinţifică cu toate ţările socialiste, cu majoritatea ţărilor capitaliste dezvoltate, precum şi cu un important număr de ţări în curs de dezvoltare.

Acordînd atenţie folosirii în cercetare şi în activitatea practică a tot ceea ce ştiinţa şi tehnica mondială creează mai bun, intensificării legăturilor ştiinţifice şi tehnice, România desfăşoară o colaborare directă într-o serie de domenii cu un număr important de ţări. În prezent, spre exemplu, ţara noastră colaborează în domeniile siderurgiei, construcţiilor de maşini grele, utilajelor energetice, prelucrării ţiţeiului, petrochimiei şi în altele cu U.R.S.S. ; în domeniul metalurgiei cu Republica Populară Polonă şi Republica Socialistă Cehoslovacă ; în domeniul chimiei şi petrolului cu R.P.P. ; în domeniul industriei electrotehnice cu Republica Democrată Germană ; în domeniul construcţiilor cu Republica Populară Bulgaria ; în domeniul economiei forestiere cu R.D.G. ; în domeniul agriculturii cu Republica Populară Ungară ; în domeniul comerţului interior cu R.P.P.

Republica Socialistă România are relaţii de colaborare şi cooperare ştiinţifică şi tehnică la nivel guvernamental şi cu alte ţări, cum sînt : Anglia, Austria, Belgia, Danemarca, Franţa, R.F. a Germaniei, S.U.A., Israel, Italia.

Ţara noastră colaborează la activitatea ştiinţifică a 44 de organizaţii internaţionale guvernamentale la care este afiliată. Dintre acestea, R.S. România are o participare importantă la activitatea în domeniul ştiinţei a Consiliului de Ajutor Economic Reciproc (CAER), a Organizaţiei Naţiunilor Unite şi a instituţiilor sale specializate (UNESCO, FAO, AIEA etc.). În cadrul Consiliului de Ajutor Economic Reciproc, spre exemplu, activitatea de colaborare în domeniul ştiinţei se extinde asupra unor teme coordonate prin organele CAER.

Acţiuni de colaborare internaţională realizează ţara noastră şi în cadrul altor organisme internaţionale guvernamentale a căror activitate se desfăşoară atît pe linie economică cît şi ştiinţifică, cum sînt : Comisia Dunării, Organizaţia de Colaborare a căilor Ferate din Ţările Socialiste, Comisia Oceanografică, Organizaţia Internaţională de Metrologie, Organizaţia Mondială a Sănătăţii, Oficiul Central de Transporturi Internaţionale pe Căile Ferate.

România participă la activitatea a 268 de organizaţii ştiinţifice neguvernamentale la care sînt afiliate 116 instituţii. De asemenea, un număr de aproximativ 1 000 de oameni de ştiinţă şi specialişti români sînt afiliaţi individual la diferite organizaţii ştiinţifice, dintre care peste 70 sînt aleşi membri în conducerea acestora.

Realizările obţinute de oamenii de ştiinţă şi cultură în anii revoluţiei şi construcţiei socialismului în România, în cadrul prefacerilor şi schimbărilor înnoitoare din toate domeniile vieţii sociale, tradiţiile pe care le-au făurit înaintaşii noştri, însoţite de dezvoltarea relaţiilor de colaborare şi cooperare, contribuie la ridicarea prestigiului ştiinţei româneşti peste hotare. În acelaşi timp, ele confirmă justeţea afirmaţiei că cercetarea ştiinţifică este unul dintre principalele domenii de manifestare a geniului fiecărui popor, a gîndirii şi capacităţii sale creatoare.

Pornind de la realizările obţinute şi avînd în vedere marile obiective de viitor, interdependenţa tot mai strînsă dintre ştiinţă şi progresul general, documentele Congresului al X-lea al P.C.R. deschid cercetării din ţara noastră noi şi însufleţitoare perspective. De relevat că în întreg programul de cercetare pentru cincinalele care urmează vor fi incluse direcţii şi teme ale căror rezultate să contribuie decisiv la rezolvarea problemelor pe care le ridică modernizarea producţiei, valorificarea superioară a resurselor materiale, îmbunătăţirea calităţii produselor, precum şi satisfacerea altor nevoi ale dezvoltării societăţii noastre. Concomitent, o atenţie deosebită se va acorda dezvoltării activităţii de investigaţie a noilor procese sociale, a căilor de soluţionare a diferitelor probleme economice, sociale şi ideologice — ceea ce va însemna o nouă afirmare a ştiinţei româneşti peste hotare.

Componentele sporirii contribuţiei muncii ştiinţifice la susţinerea plenară a dezvoltării economice şi social-culturale a ţării, la extinderea cooperării tehnico-ştiinţifice externe şi încadrarea ei tot mai largă în circuitul valorilor ştiinţei pe plan internaţional sînt utilizarea mai deplină şi mai raţională a potenţialului ştiinţific existent, unirea tuturor eforturilor oamenilor de ştiinţă din aceeaşi specialitate, ca şi din specialităţi înrudite, pentru rezolvarea celor mai importante probleme pe care le ridică economia, interesele ţării, perfecţionarea reţelei şi modernizarea bazei materiale a cercetării, care să permită abordarea de probleme noi şi de importanţă deosebită pentru continuarea progresului multilateral al României socialiste.

Criterii de alegere a parametrilor determinanți în procesul de comprimare volumică a aerului

Prof. ing. C. STAMATESCU – Institutul politehnic – București
Ing. M. GRIGORIU – Institutul politehnic – București
Dr. ing. V. RADCENCO – Institutul politehnic – București
Ing. T. DUICU – Institutul politehnic – București

Introducerea exergiei în studiul mașinilor termice oferă noi posibilități de analiză a proceselor și de calificare a parametrilor agentului de lucru. Pentru aprecierea, din punct de vedere termodinamic, a calității unui proces real de comprimare de gaze, s-a putut stabili relația de calcul a randamentului izoterm al procesului și s-au studiat condițiile de variație a valorilor acestui randament, în funcție de unii parametri de care depinde desfășurarea procesului [1]. Studiul randamentului procesului de comprimare, considerînd capacitatea maximă de lucru mecanic în raport cu mediul ambiant, constituie forma superioară de analiză a calității procesului și determină posibilitățile de alegere a parametrilor optimi. Acest studiu se poate întreprinde însă pe categorii, privind atît procesele, cît și mașinile compresoare.

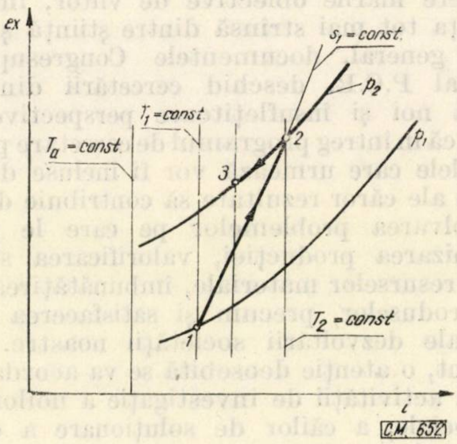


Fig. 1

În materialul ce se prezintă în această lucrare se examinează, pentru comprimarea aerului, un caz uzual, și anume treapta de comprimare în compresorul volumic.

Se consideră aerul drept un gaz ideal.

Procesul teoretic fără răcire după treapta de comprimare. Se consideră comprimare izentropă în procesul teoretic.

Un asemenea proces este optim în compresorul teoretic dacă nu are loc o răcire a gazului după comprimare. Randamentul exergetic al unui asemenea proces este egal cu unitatea, ceea ce se poate observa în figura 1, între punctele de stare 1–2 neavînd loc nici o transformare ireversibilă.

Procesul teoretic cu răcire după treaptă. În acest caz nu sînt aceleași condiții optime. Pentru stabilirea relației de calcul al randamentului exergetic se folosesc relația sa de definiție (1) — ca raport al energiei extrase față de exergia introdusă în proces — și diagrama procesului în coordonate *ex-i* (fig. 1) compusă din comprimarea izentropă 1–2 urmată de răcirea izobară 2–3, în cazul cel mai general, teoretic:

$$\eta_{ex} = \frac{|\Delta ex|_1^3}{|\Delta ex|_1^2}; \tag{1}$$

în această relație:

$$|\Delta ex|_1^3 = |\Delta ex|_1^2 + |\Delta ex|_2^3 = i_2 - i_1 + \int_2^3 \frac{T - T_a}{T}\, dq = i_2 - i_1 + c_p (T_3 - T_2) - c_p\, T_a \ln \frac{T_3}{T_2}. \tag{2}$$

Relația de calcul al randamentului exergetic al procesului teoretic devine:

$$\eta_{ex\,(t)} = \frac{T_3 - T_1 + T_a \ln \dfrac{T_1}{T_3} + \varepsilon T_a \ln H}{T_1 (H^\varepsilon - 1)}, \tag{3}$$

în care:

$$\varepsilon = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa};$$
$$H = \frac{p_2}{p_1}. \tag{4}$$

Pentru cazul particular cînd temperatura de fine de răcire după treaptă θ_3 este egală cu temperatura de aspirație θ_1, relația (3) devine:

$$\eta_{ex\,(t)} = \frac{T_a}{T_1}\, \varepsilon\, \frac{\ln H}{H^\varepsilon - 1}. \tag{5}$$

Acesta este cazul general al unei trepte de comprimare teoretică superioară primei trepte.

În cazul particular cînd temperatura de fine de răcire, temperatura de aspirație și temperatura ambiantă au aceeaşi valoare, relaţia (3) devine:

$$\eta_{ex\,(t)} = \varepsilon \frac{\ln H}{H^{\varepsilon} - 1}, \qquad (6)$$

care este chiar expresia de calcul a randamentului izoterm în treapta de comprimare teoretică [1]. Acest caz ar putea fi admis ca proces teoretic la prima treaptă de comprimare, aspiraţia avînd loc la temperatura ambiantă.

Cu ajutorul relaţiei (3) s-au calculat valorile randamentului $\eta_{ex\,(t)}$ ca o funcţie:

$$\eta_{ex\,(t)} = f_{(t)}\,(H,\, \theta_1,\, \theta_3), \qquad (7)$$

pentru aer-gaz ideal, avînd exponentul adiabatic $\varkappa = 1{,}4$, considerînd limitele uzuale ale variabilelor: $H = 1{,}1 \ldots 8$; $\theta_1 = 20 \ldots 50°\mathrm{C}$; $\theta_3 = 20 \ldots 50°\mathrm{C}$.

Limita superioară pentru temperaturi a fost stabilită considerînd punctul de rouă la o umiditate a aerului de 100%.

Rezultatele calculelor efectuate sînt sintetizate prin curbele din figura 2.

Curbele reprezentînd funcţiile (7) pentru acest caz teoretic prezintă alure monotone. Se observă că temperatura θ_1 (de aspiraţie) influenţează sensibil valoarea randamentului exergetic, în timp ce temperatura θ_3 (de fine de răcire după treaptă) are o importanţă redusă pentru valoarea acestui randament.

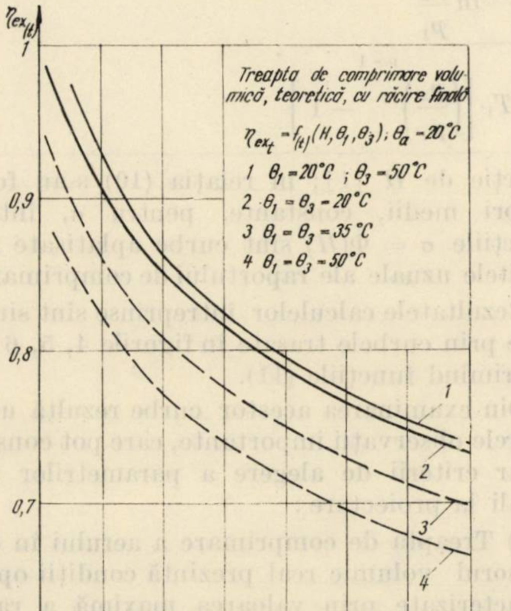


Fig. 2

Procesul real cu răcire atît în timpul procesului cît şi după treapta de comprimare. Acesta este procesul care are loc în general în oricare treaptă de comprimare a compresorului real, volumic.

Fenomenele gazodinamice în acest caz sînt — în interiorul cilindrului de comprimare — — neglijabile (aceste fenomene se iau în considerare în fazele de aspiraţie şi de refulare ale procesului). Frecările mecanice pot însă influenţa comprimarea, după cum are loc răcirea pereţilor cilindrului de comprimare în timpul procesului, aşa încît comprimarea se poate efectua după o politropă echivalentă avînd exponent politropic mai mic, egal sau mai mare decît exponentul adiabatic (acest ultim caz poate avea loc în cilindrii de comprimare insuficient răciţi). Se examinează în cele ce urmează toate cele trei cazuri menţionate.

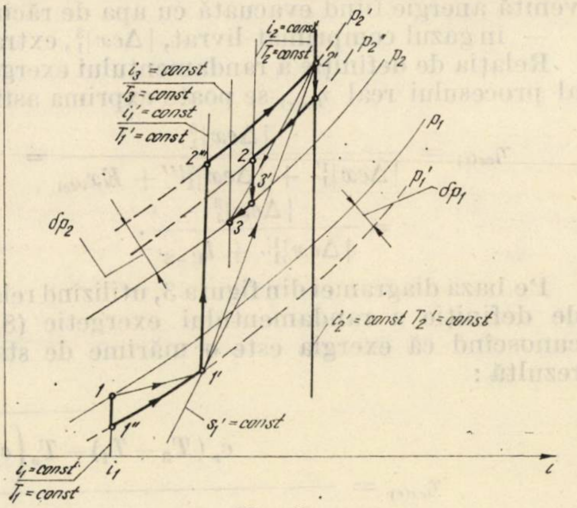


Fig. 3

Procesul se poate prezenta, principial, în coordonate exergie-entalpie, conform cu diagrama din figura 3, în care s-au considerat:

— comprimarea în interiorul cilindrului de comprimare între presiunile p_1' şi p_2' după politropa echivalentă $1'-2'$;

— pierderile de presiune în fazele de aspiraţie, de refulare şi în răcitorul final după izentalpele i_1, respectiv i_2 şi i_3 (transformările $1-1''$, respectiv $2'-2''$ şi $2-3'$, considerate ca laminări, care, pentru gazul ideal, sînt şi izoterme);

— încălzirea şi răcirea gazului în cursele de aspiraţie, respectiv de refulare, şi în răcitorul final după izobarele p_1', respectiv p_2'' şi P_2 (transformările $1''-1'$, $2''-2$ şi $3'-3$);

— fluxul de căldură în faza de comprimare a gazului (între stările $2'''-2'$);

— răcirea gazului în răcitorul final după transformarea $2-3$.

Pe figură se observă variaţiile de exergie astfel:

— în faza de comprimare, $|\Delta ex|_{1'}^{2''}$ şi fluxul de exergie $Ex_{(qc)} = |\Delta ex|_{2'''}^{2'}$ introduse;

— în faza de aspiraţie, ca flux de exergie introdus, $|\Delta ex|_{1''}^{1'}$;

— în faza de refulare ca flux de exergie, $|\Delta ex|_{2''}^{2}$, pierdut, fiind evacuat prin apa de răcire;

— în fazele de aspiraţie, respectiv de refulare şi în răcitorul final, $|\Delta ex|_{1}^{1''}$, respectiv $|\Delta ex|_{2'}^{2''}$ şi $|\Delta ex|_{2}^{3'}$ pierdute sub formă de anergie;

— în răcitorul final, $|\Delta ex|_{3'}^{3}$, neextrasă (devenită anergie fiind evacuată cu apa de răcire);

— în gazul comprimat livrat, $|\Delta ex|_{1}^{3}$, extrasă.

Relaţia de definiţie a randamentului exergetic al procesului real $\eta_{ex(r)}$ se poate exprima astfel:

$$\eta_{ex(r)} = \frac{|\Delta ex|_{1}^{3}}{|\Delta ex|_{1''}^{1'} + |\Delta ex|_{1'}^{2'''} + Ex_{(Q_c)}} = \frac{|\Delta ex|_{1}^{3}}{|\Delta ex|_{1''}^{1'} + l_{1'-2'}}. \tag{8}$$

Pe baza diagramei din figura 3, utilizînd relaţia de definiţie a randamentului exergetic (8) şi cunoscînd că exergia este o mărime de stare, rezultă:

$$\eta_{ex(r)} = \frac{c_p(T_3 - T_1) - T_a\left(c_p \ln \dfrac{T_3}{T_1} - R \ln \dfrac{p_2}{p_1}\right)}{c_p(T_{1'} - T_{1''}) - T_a c_p \ln \dfrac{T_{1'}}{T_{1''}} + \dfrac{m}{m-1} R T_{1'}\left[\left(\dfrac{p_{2'}}{p_{1'}}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]},$$

sau

$$\eta_{ex(r)} = \frac{T_3 - T_1 + T_a \ln \dfrac{T_1}{T_3} + T_a \dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa} \ln \dfrac{p_2}{p_1}}{(T_{1'} - T_{1''}) - T_a \ln \dfrac{T_{1'}}{T_{1''}} + \dfrac{\varkappa - 1}{\varkappa}\,\dfrac{m}{m-1}\, T_{1'}\left[\left(\dfrac{p_{2'}}{p_{1'}}\right)^{n.-1} - 1\right]}. \tag{9}$$

Se notează:

$$\varepsilon = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa},\ \ \varepsilon' = \frac{m-1}{m},\ \ H = \frac{p_2}{p_1},\ \ H' = \frac{p_{2'}}{p_{1'}} = \sigma H.$$

$\sigma = \dfrac{\sigma_2}{\sigma_1}$ reprezintă coeficientul de pierdere de presiune, în care:

$\sigma_2 = \dfrac{p_{2'}}{p_2} = \dfrac{p_2 + \delta p_2}{p_2}$ este coeficientul de pierdere de presiune la refulare, inclusiv răcitorul final (fig. 3);

$\sigma_1 = \dfrac{p_{1'}}{p_1} = \dfrac{p_1 - \delta p_1}{p_1}$ — coeficientul de pierdere de presiune la aspiraţie.

Introducînd notaţiile de mai sus în relaţia (9), se obţine relaţia de calcul a randamentului exergetic al procesului real:

$$\eta_{ex} = \frac{T_3 - T_1 + T_a \ln \dfrac{T_1}{T_3} + T_a\, \varepsilon \ln H}{(T_{1'} - T_1) - T_a \ln \dfrac{T_{1'}}{T_1} + \dfrac{\varepsilon}{\varepsilon'} T_{1'}\left[(\sigma H)^{\varepsilon'} - 1\right]}. \tag{10}$$

Cu ajutorul relaţiei (10) s-a studiat funcţia:

$$\eta_{ex} = f(H,\ \sigma,\ T_1,\ T_3,\ m) \tag{11}$$

pentru valorile uzuale ale lui H între 1,1 şi 8; σ, T_1, T_3 fiind parametri:

— σ între valorile uzuale 1,02 şi 1,25;

— T_1 şi T_3 fiecare între valorile 293 şi 323°K;

— $m \lesseqgtr \varkappa$ şi anume patru valori: $m = 1{,}2$; 1,3; $1{,}4 = \varkappa$ şi 1,5.

În studiul acestei funcţii s-au considerat următoarele constante: $\varkappa = 1{,}4$ şi $\dfrac{T_1}{T_{1'}} = 0{,}95$, ca o medie a valorilor admise [1].

În ce priveşte valoarea coeficientului de pierdere de presiune σ, el a fost considerat în expresia (10) ca parametru între valorile 1,02 şi 1,25, aceste limite fiind stabilite cu ajutorul datelor experimentale de care se dispune în prezent. În mod riguros σ este el însuşi o funcţie de H [1]; în relaţia (10) s-au folosit valori medii, constante, pentru σ, întrucît funcţiile $\sigma = \Phi(H)$ sînt curbe aplatisate între limitele uzuale ale raportului de comprimare H.

Rezultatele calculelor întreprinse sînt sintetizate prin curbele trasate în figurile 4, 5, 6 şi 7, exprimînd funcţiile (11).

Din examinarea acestor curbe rezultă următoarele observaţii importante, care pot constitui chiar criterii de alegere a parametrilor principali la proiectare:

a) Treapta de comprimare a aerului în compresorul volumic real prezintă condiţii optime caracterizate prin valoarea maximă a randamentului exergetic. Aceste condiţii sînt determinate de raportul de comprimare şi variază cu:

— condiţiile exterioare caracterizate prin temperatura de aspiraţie θ_1 şi temperatura de fine de răcire θ_3;

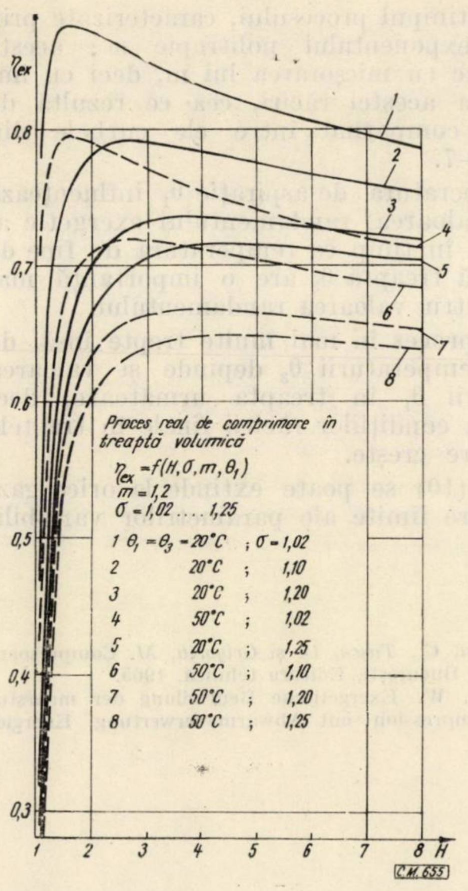


Fig. 4

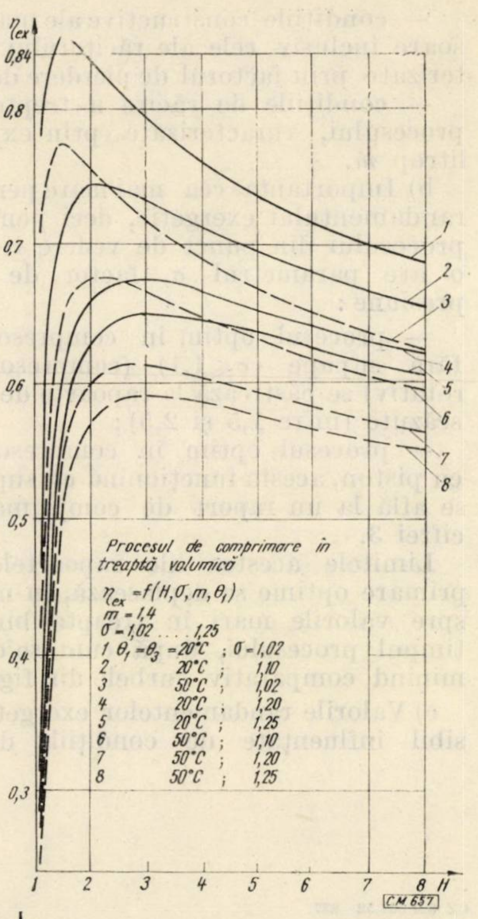


Fig. 6

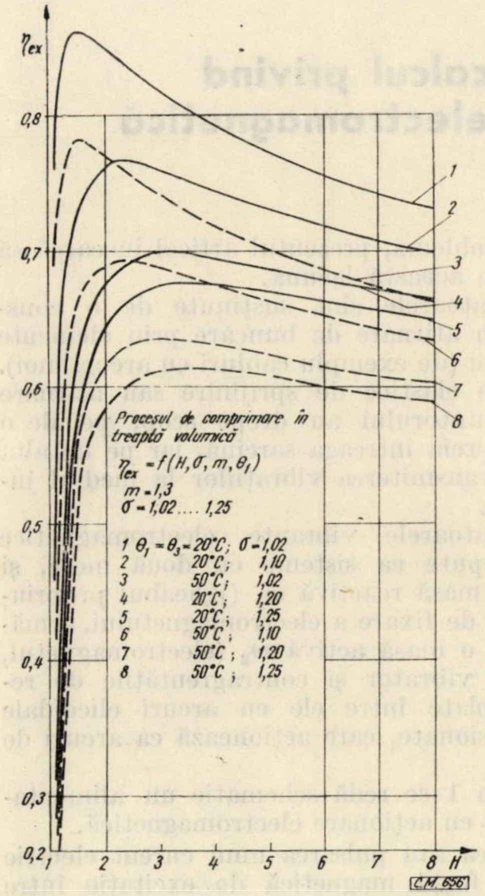


Fig. 5

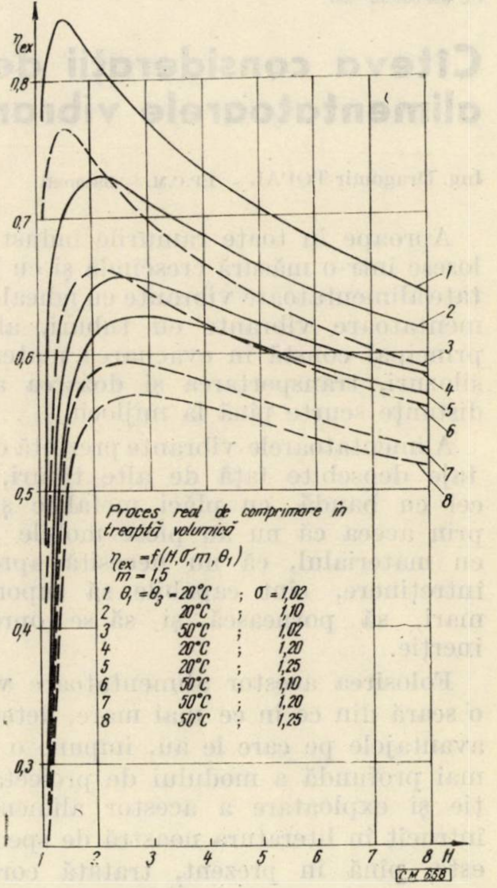


Fig. 7

— condiţiile constructive ale maşinii compresoare inclusiv cele ale răcitorului final, caracterizate prin factorul de pierdere de presiune σ;

— condiţiile de răcire a treptei în timpul procesului, caracterizate prin exponentul politrop m.

b) Importanţa cea mai mare pentru valoarea randamentului exergetic, deci pentru calitatea procesului din punct de vedere termodinamic, o are parametrul σ, factor de pierdere de presiune:

— procesul optim în compresorul volumic fără supape ($\sigma \leqslant 1,1$) (compresorul volumic rotativ) se păstrează la rapoarte de comprimare scăzute (între 1,5 şi 2,5);

— procesul optim în compresorul volumic cu piston, acesta funcţionînd cu supape ($\sigma > 1,1$) se află la un raport de comprimare în jurul cifrei 3.

Limitele acestea ale rapoartelor de comprimare optime se deplasează, în mică măsură, spre valorile mari în treapta bine răcită în timpul procesului, după cum se observă examinînd comparativ curbele din figurile 4,5,6,7.

c) Valorile randamentelor exergetice sînt sensibil influenţate de condiţiile de răcire a treptei în timpul procesului, caracterizate prin valoarea exponentului politropic m: aceste valori cresc cu micşorarea lui m, deci cu îmbunătăţirea acestei răciri, cea ce rezultă de asemenea comparînd între ele curbele din figurile 4–7.

d) Temperatura de aspiraţie θ_1 influenţează sensibil valoarea randamentului exergetic al procesului, în timp ce temperatura de fine de răcire după treaptă θ_3 are o importanţă mai redusă pentru valoarea randamentului.

Într-un proces în mai multe trepte însă, de valoarea temperaturii θ_3 depinde şi valoarea temperaturii θ_1 în treapta următoare, deci importanţa condiţiilor răcirii finale în treptele intermediare creşte.

Relaţia (10) se poate extinde la orice gaz, între oricare limite ale parametrilor variabili.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stamatescu, C., Taşcă, D.* şi *Grigoriu, M.* Compresoare volumice. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

[2] *Fratzscher, W.* Exergetische Beurteilung der mehrstufigen Kompression mit Abwärmeverwertung. Energietechnik.

CZ 621.867.52–837

Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică

Ing. Dragomir TOPAL – I.P.C.M. – Bucureşti

Aproape în toate ramurile industriale se folosesc într-o măsură crescîndă şi cu bune rezultate alimentatoare vibrante cu jgheaburi sau alimentatoare vibrante cu tuburi, al căror rol principal constă în evacuarea materialelor din silozuri, transportarea şi dozarea acestora pe distanţe scurte pînă la mijlocii.

Alimentatoarele vibrante prezintă cîteva avantaje deosebite faţă de alte tipuri, cum ar fi cel cu bandă, cu plăci metalice şi cu melc, prin aceea că nu au piese mobile în contact cu materialul, că nu necesită aproape deloc întreţinere, sînt capabile să suporte presiuni mari, să pornească şi să se oprească fără inerţie.

Folosirea acestor alimentatoare vibrante pe o scară din ce în ce mai mare, determinată de avantajele pe care le au, impune o cunoaştere mai profundă a modului de proiectare, execuţie şi exploatare a acestor alimentatoare şi, întrucît în literatura noastră de specialitate nu este, pînă în prezent, tratată corespunzător această problemă, prezentul articol încearcă să completeze această lacună.

Alimentatoarele sînt susţinute de o construcţie sau atîrnate de buncăre prin elemente elastice moi (de exemplu cabluri cu arcuri moi). Elementele elastice de sprijinire sau atîrnare ale alimentatorului au drept scop, pe de o parte, să preia întreaga sarcină, iar pe de alta să evite transmiterea vibraţiilor la mediul înconjurător.

Alimentatoarele vibrante electromagnetice sînt concepute ca sisteme cu două mese, şi anume: o masă reactivă m_1 (jgheabul propriu-zis, cadrul de fixare a electromagnetului, armătura etc.), o masă activă m_2 (electromagnetul, un suport vibrator şi contragreutăţile de reglare), cuplate între ele cu arcuri elicoidale (c_1) pretensionate, care acţionează ca arcuri de acumulare.

În figura 1 se redă schematic un alimentator vibrant cu acţionare electromagnetică.

Alternarea sau pulsarea unui curent electric creează o forţă magnetică de excitaţie între armătură și electromagnet, care, în general, se montează pe masa activă (m_2).

La un acord direct cu rețeaua s-ar produce oscilații cu frecvența rețelei dublată, deci 100 Hz, care însă chiar la amplitudini mici nu sînt dorite, din cauza accelerației prea mari, mai ales că la această frecvență se obțin viteze de transport foarte mici. Prin intercalarea unui redresor monoalternativ se obține o frecvență de acționare general folosită de 50 Hz.

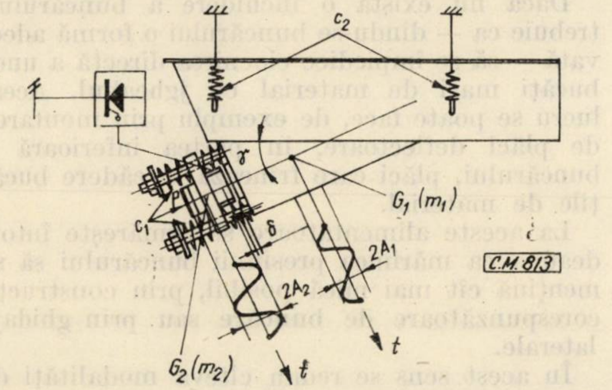


Fig. 1. Schema unui transportor vibrator acționat cu electromagnet.

G_2 (m_2) — masa activă; G_1 (m_1) — masa reactivă; C_1 — resorturi elicoidale pentru acumulare de energie; C_2 — elemente elastice de susținere; A_2 — amplitudinea masei m_2; A_1 — amplitudinea masei m_1: δ — intrefierul; γ — unghiul de înclinare a electrovibratorului (direcția forței de acționare); P — forța de acționare.

Amplitudinile obținute (amplitudinile duble) la aceste alimentatoare variază aproximativ între 1 și 1,7 mm.

Accelerația nu trece peste limita normală de aproximativ 6 pînă la 7 g (g — accelerația gravitațională).

Raportul dintre masa activă (m_2) și masa reactivă (m_1) este de aproximativ 1 : 2.

Din cauza înaltei frecvențe de antrenare sînt necesare însă construcții foarte rigide, capabile să reziste la oscilații.

Constructiv se obțin lungimi maxime de 3 pînă la 3,5 m pe o unitate. Pentru lungimi mai mari sînt necesare sau mai multe unități care se pot monta una după alta, sau o construcție specială.

În general, alimentatoarele vibrante electromagnetice funcționează într-un regim de rezonanță subcritic, adică frecvența de acționare este, valoric, mai mică decît frecvența proprie a alimentatorului.

Debitul materialului poate fi reglat fără trepte în timpul funcționării, de la zero pînă la maximum, prin varierea parametrilor curentului electric *I. U.*

Debitul mai poate fi variat și prin modificarea raportului maselor sau prin înclinarea jgheabului într-un sens sau altul. Astfel, la o înclinare în jos cu 10⁰ se obține o creștere a debitului cu aproximativ 30% față de așezarea orizontală a jgheabului, în timp ce la o înclinare în sus, debitul poate să scadă cu circa 25%.

De regulă, pentru sporirea debitului de material, alimentatoarele se înclină cu un unghi α (fig. 2), care în medie este de 8⁰. În funcție de condițiile de amplasare și de unghiul taluzului natural al materialului, înclinarea poate fi sporită pînă la 10°—12°.

Alimentatoarele vibrante electromagnetice sînt organe foarte bune pentru evacuarea materialului din buncăre.

Ele servesc totodată ca închizătoare pentru buncăre și ca distribuitoare care lucrează continuu. Condiția pentru valorificarea acestor avantaje este montarea corectă.

Așezarea alimentatorului sub buncăr trebuie să fie astfel încît viteza de descărcare, prin cădere gravitațională, a materialului din buncăr să fie mai mare decît viteza de alimentare reglată a alimentatorului.

Toate acestea scot în evidență necesitatea unei forme adecvate a buncărelor și a scurgerilor din buncăre, precum și o așezare favorabilă a alimentatoarelor sub buncăr, astfel ca presiunea statică a coloanei materialului din buncăr, în momentul curgerii să se transforme într-o presiune hidrodinamică, care să sporească randamentul transportului de material.

Practica a arătat că parametrii hotărîtori pentru o curgere optimă a materialului sînt: deschiderea gurii de evacuare a buncărului (T) și înălțimea deschiderii de trecere a materialului în jgheab (H) (fig. 2).

De obicei, caracteristicile materialului și distribuția granulației determină înclinările buncărului, precum și deschiderea acestuia. Pentru determinarea dimensiunii deschiderii buncărului este important să se țină seamă de particulele cu cele mai mari dimensiuni, cum și de efectul de formare a unor punți de material. Deschiderea gurii de evacuare (T) trebuie să fie de două sau de trei ori mai mare decît gabaritul celei mai mari bucăți de material manipulat.

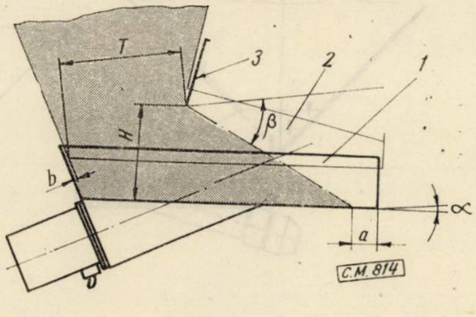


Fig. 2

Materialele cu caracteristici pronunţate de a forma punţi necesită deschideri corespunzătoare, pentru a asigura curgerea materialului. Deschideri mari de guri de buncăr economisesc spaţiu în înălţime, dar necesită alimentatoare capabile să funcţioneze cu sarcini mari.

O altă caracteristică a deschiderilor de buncăre mari este transmiterea vibraţiilor alimentatorului direct materialului, ceea ce are ca efect reducerea formării punţilor, eliminînd necesitatea unor vibratoare de buncăr şi, totodată, formînd un curent uniform de material.

Deschiderea de trecere a materialului în jgheab (*H*, fig. 2) este determinată de gabaritul particulei şi de cerinţele de volum. Deschiderea minimă trebuie să fie de aproximativ 1 1/2 ori mai mare decît gabaritul celei mai mari bucăţi de material. Deoarece alimentatorul vibrează, formarea statică a punţilor de material nu constituie o problemă în acest punct. Deschiderea cu cea mai mare dimensiune este determinată de capacitatea volumică, compatibilă cu lungimea alimentatorului. Este de dorit să se prevadă o placă glisantă sau grilă (poz. 3, fig. 2) pentru a permite efectuarea reglajului în exploatare.

Raportul T/H se ia în practică între 0,9 şi 1,25.

Cifra care trebuie aleasă depinde însă de lungimea jgheabului, de panta α şi de unghiul taluzului natural β.

Ghidajele laterale (poz. 2, fig. 2) nu trebuie să pătrundă mai adînc de 40 mm în cuva jgheabului, pentru a se evita înţepenirile. Pentru a folosi întreaga secţiune a jgheabului, lăţimea ieşirii din buncăr nu trebuie să fie mai îngustă decît jgheabul, însă este necesar să rămînă o distanţă laterală între ghidajele fixe şi pereţii jgheabului $b = 20 - 30$ mm (fig. 2). Pentru a se evita ca materialul să rămînă în unghi mort la intrarea în jgheab, trebuie ca peretele din spate al jgheabului să fie executat înclinat, ca în figura 2.

La materialele cu granulaţie fină şi care curg uşor, pentru a se evita ca materialul să curgă din buncăr, atunci cînd jgheabul este în repaus, este necesar ca punctul de intersecţie al pantei care formează taluzul natural (unghiul β din fig. 2), cu fundul jgheabului, să fie situat cu $a \cong 100$ mm în interiorul jgheabului, în cazul jgheaburilor scurte.

Dacă nu există o închidere a buncărului, trebuie ca — dîndu-se buncărului o formă adecvată — să se împiedice ciocnirea directă a unor bucăţi mari de material cu jgheabul. Acest lucru se poate face, de exemplu prin montarea de plăci deflectoare, în partea inferioară a buncărului, plăci care frînează în cădere bucăţile de material.

La aceste alimentatoare se urmăreşte întotdeauna ca mărimea presiunii buncărului să se menţină cît mai mică posibil, prin construcţii corespunzătoare de buncăre sau prin ghidaje laterale.

În acest sens se redau cîteva modalităţi de construcţii în figura 3.

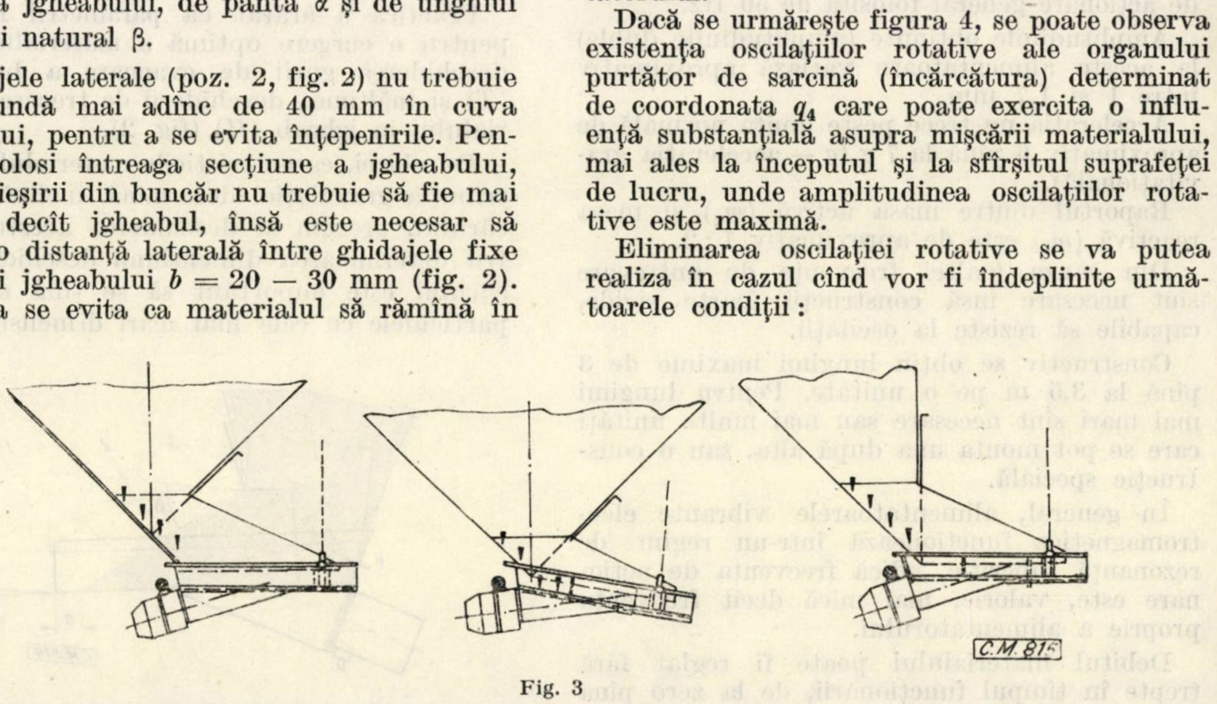


Fig. 3

Pentru a se realiza un transport continuu de material este necesar ca direcţia forţei de acţionare (*P*, fig. 1) să treacă prin centrul de greutate general al sistemului vibrator cu două mase, cu material în vrac. Aşadar, determinarea precisă a centrului de greutate al sistemului vibrator este o condiţie esenţială pentru a se asigura o funcţionare optimă a alimentatorului. În acest sens, în cele ce urmează se va căuta să se determine centrul de greutate al alimentatorului.

Dacă se urmăreşte figura 4, se poate observa existenţa oscilaţiilor rotative ale organului purtător de sarcină (încărcătura) determinat de coordonata q_4 care poate exercita o influenţă substanţială asupra mişcării materialului, mai ales la începutul şi la sfîrşitul suprafeţei de lucru, unde amplitudinea oscilaţiilor rotative este maximă.

Eliminarea oscilaţiei rotative se va putea realiza în cazul cînd vor fi îndeplinite următoarele condiţii :

— unghiul $\alpha = \beta$, ceea ce se poate interpreta prin faptul că suportul forţei de acţionare trebuie să treacă prin centrul de greutate general al sistemului;

— distanţele R_1 şi R_2 de la centrele de greutate ale celor două mase în vibraţii pînă la centrul de greutate al sistemului trebuie să fie invers proporţionale maselor, adică:

$$m_1 R_1 = m_2 R_2;$$

— rigiditatea amortizoarelor de reazem c_2 trebuie să fie egală, iar amortizoarele înseşi trebuie să fie amplasate la distanţe egale pe orizontală, faţă de centrul de greutate 0 al sistemului.

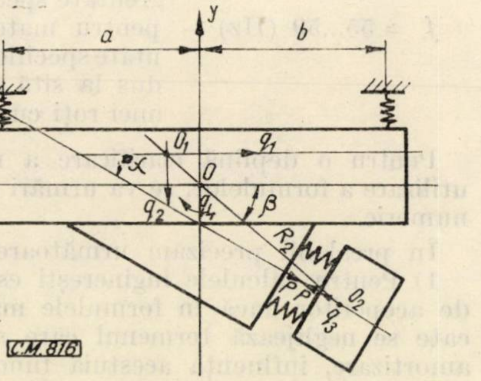


Fig. 4. Reprezentarea teoretică a centrelor de greutate şi a posibilităţilor de oscilare.

În cazul cînd sînt îndeplinite toate aceste condiţii, cele două mase vor executa o mişcare plan paralelă, care creează condiţii identice pentru deplasarea materialului de-a lungul întregii lungimi a suprafeţei de lucru.

În figura 5 sînt arătate centrele de greutate componente ale unui jgheab transportor cu acţionare electromagnetică (S_j — centrul de greutate al jgheabului; S_C — centrul de greutate al cadrului de fixare a electromagnetului; S_E — centrul de greutate al electromagnetului; $S_{(C+E)}$ centrul de greutate al cadrului şi al electromagnetului; S — centrul de greutate general al transportorului; G_j — greutatea jgheabului; $G_{(C+E)}$ greutatea cadrului + electrovibratorului).

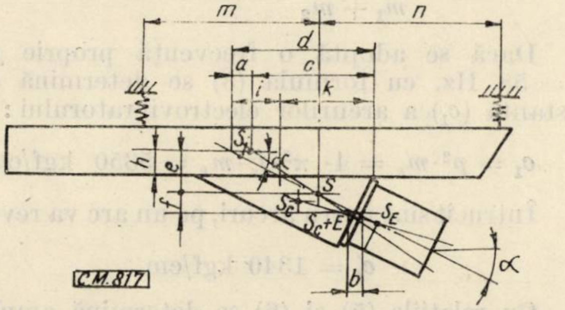


Fig. 5. Reprezentar ea centrelor de greutate pentru un sistem oscilant cu două mase.

Făcînd momentele statice în raport cu punctul S şi ţinînd cont de asemănarea triunghiurilor, rezultă:

$$\frac{a}{b} = \frac{e}{f}; \quad \frac{e}{f} = \frac{G_{(c+E)}}{G_j}; \quad a = b\,\frac{G_{(c+E)}}{G_j}$$

Astfel că dimensiunea c măsurată pe desen va fi:

$$c = k + i - a = k + \frac{h}{\operatorname{tg}\alpha} - b\,\frac{G_{(c+E)}}{G_j} \qquad (1)$$

sau:

$$c = d - a = d - b\,\frac{G_{(c+E)}}{G_j}. \qquad (2)$$

După cum se ştie, o acţionare în rezonanţă (frecvenţa proprie $f_e = f$, frecvenţa de acţionare) conduce teoretic la amplitudini infinite şi deci la distrugerea sistemului vibrator. În schimb dacă un alimentator vibrant lucrează în apropierea zonei de rezonanţă, atunci necesită o putere de acţionare foarte mică. De aceea, determinarea frecvenţei proprii are o mare importanţă la analiza maşinii vibratoare de transport cu două mase.

Frecvenţa proprie se determină cu relaţia [1]:

$$f_e = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c_1}{m_R}}, \qquad (3)$$

în care:

c_1 este constanta arcului principal;

$$m_R = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \text{ — masa rezultantă.} \qquad (4)$$

Amplitudinea masei m_1 (A_1) şi amplitudinea masei m_2 (A_2) se determină cu relaţiile [1]:

$$A_1 = \frac{P}{\sqrt{\left[c_1 + \frac{m_1}{m_2}(c_1 - m_2 \cdot \omega^2) + c_2\left(1 - \frac{c_1}{m_2\omega^2}\right)\right]^2 + \left[\frac{r\,(c_1 - m_2\omega^2)}{m_2\omega}\right]^2}}, \qquad (5)$$

$$A_2 = A_1\sqrt{\left(\frac{m_1}{m_2} - \frac{c_2}{m_2\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{r}{m_2\omega}\right)^2}. \qquad (6)$$

Trebuie să se arate că după [1] cantitatea de material în vrac şi presiunea posibilă a silozului nu se adună la masa (m_1) pentru efectuarea calculului amplitudinilor şi se va lua în considerare numai la amortizare.

Alte relaţii recomandate pentru calculul amplitudinilor, care evidenţiază dependenţa care există între frecvenţa de acţionare (f) şi frecvenţa proprie alimentatorului (f_e):

$$A_1 = \frac{P}{4\pi^2 f^2 \eta m_1} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2}}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}, \qquad (7)$$

$$A_2 = k \cdot A_1, \qquad (8)$$

în care :

$$k = \frac{m_1}{m_2},$$

$$\eta = 1{,}1 \div 1{,}2.$$

Unităţi de măsură folosite în cadrul textului :

A_1, A_2 — amplitudine (o jumătate dintr-o oscilaţie completă, cm) ;

P — forţa de atracţie a electromagnetului, kgf ;

c_1 — constanta arcului electromagnetului, kgf/cm ;

c_2 — constanta arcului de susţinere, kgf/cm ;

m_1, m_2 — masele în vibraţie, kgf s^2/cm ;

$\omega = 2\pi f$ — viteza unghiulară, 1/s ;

f — frecvenţa de acţionare, Hz ;

$f_e = \frac{p}{2\pi}$ — frecvenţa proprie, Hz ;

r — coeficient de amortizare (cînd $r = r\dot{x}$), kg s/cm ;

r — coeficient de amortizare (cînd $r = rx$), kg/cm

Cîteva valori practice recomandate pentru frecvenţa proprie (f_e) sînt date în continuare.

Aşa cum rezultă din analiza formulelor mai sus arătate, funcţionarea în regim de rezonanţă (în apropriere de frecvenţa proprie) permite în esenţă folosirea unei forţe de acţionare mici. Se menţionează că, în general, transportoarele vibratoare cu acţionare electromagnetică lucrează în zona subcritică, adică au frecvenţa proprie mai mare decît frecvenţa de acţionare.

După [3] acordul optim dintre frecvenţa de acţionare (f) şi frecvenţa proprie (f_e) se recomandă :

$f \simeq 0{,}9\ f_e$ pentru zona subcritică ;

$f \simeq 1{,}1\ f_e$ pentru zona supracritică.

După [1] pentru frecvenţa proprie (f_e) se recomandă următoarele valori :

a) Transportoare vibratoare electromagnetice, pentru descărcarea silozurilor :

$f_e = 53...55$ (Hz) — pentru o presiune mică a silozului pe jgheab ;

$f_e = 56...59$ (Hz) — pentru o presiune mare a silozului pe jgheab.

b) Transportoare vibratoare electromagnetice, pentru transportul propriu-zis :

$f_e = 52...55$ (Hz) — pentru materiale cu greutate specifică mică ;

$f_e = 54...58$ (Hz) — pentru materiale cu greutate specifică mare.

c) Site vibratoare electromagnetice pentru deshidratare :

$f_e = 58...62$ (Hz) — pentru descărcarea din siloz, material umed, cu greutate specifică mare ;

$f_e = 55...59$ (Hz) — pentru material cu greutate specifică mare, condus la sită cu ajutorul unei roţi cu cupe.

Pentru o deplină clarificare a modului de utilizare a formulelor, se va urmări un exemplu numeric.

În prealabil precizăm următoarele :

1) Pentru calculele inginereşti este suficient de acoperitor dacă în formulele mai sus indicate se neglijează termenul care se referă la amortizare, influenţa acestuia fiind destul de scăzută.

2) Pentru calculul rigidităţii arcurilor C_1 şi C_2 şi modul lor de compunere se recomandă lucrarea [4].

Se cere să se determine amplitudinile la un transportor vibrator cu acţionare electromagnetică la care se cunosc :

$m_1 = 0{,}105$ kgf s^2/cm ($G_1 = 103$ kgf) ;

$m_2 = 0{,}0654$ kgf s^2/cm ($G_2 = 64$ kgf) ;

$P = 220$ kgf ;

$f = 50$ Hz ;

$c_2 = 1\,500$ kgf/cm.

Cu relaţia (4) se determină masa rezultantă :

$$m_R = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} = 0{,}0403, \text{ kgf s}^2\text{/cm}.$$

Dacă se adoptă o frecvenţă proprie $f_e = 58$ Hz, cu formula (3) se determină constanta (c_1) a arcurilor electrovibratorului :

$$c_1 = p^2 \cdot m_R = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_e^2 \cdot m_R = 5350 \text{ kgf/cm}.$$

Întrucît sînt patru arcuri, pe un arc va reveni :

$$c_1' = 1340 \text{ kgf/cm}.$$

Cu relaţiile (5) şi (6) se determină amplitudinile :

$$A_1 = \frac{P}{c_1 + \frac{m_1}{m_2}(c_1 - m_2 \cdot \omega^2) + c_2\left(1 - \frac{c_1}{m_2 \cdot \omega^2}\right)} =$$

$$= \frac{220}{5350 + \frac{0{,}105}{0{,}0654}(5350 - 0{,}0654 \cdot 314^2) + 1500\left(1 - \frac{5350}{0{,}0654 \cdot 314^2}\right)};$$

$$A_1 = 0{,}057 \text{ cm} = 0{,}57 \text{ mm};$$

$$A^2 = A_1\left(\frac{m_1}{m_2} - \frac{c_2}{m_2 \cdot \omega^2}\right) =$$

$$= 0{,}057\left(\frac{0{,}105}{0{,}0654} - \frac{1500}{6450}\right);$$

$$A_2 = 0{,}078 \text{ cm} = 0{,}78 \text{ mm}.$$

Amplitudinile complete ale vibraţiilor vor fi:

$$2A_1 = 1{,}14 \text{ mm};$$

$$2A_2 = 1{,}56 \text{ mm}.$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Düring, K.* Berechnung der Amplituden von elektromagnetischen Schwingförderrinnen. În: Fördern und Heben, august 1962, nr. 8.

[2] *Heidemeyer, H.* Beschreibung und Vergleich verschiedener Schwingantriebssysteme. În: Deutsche — Hebe und Forder-Technik, januar 1969, nr. 1.

[3] *Wehmeier, K. H.* Schwingförderrinnen. Berechnung, Konstruktion und Betrieb. În: Fördern und Heben, dezember 1963, nr. 12.

[4] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor. vol. II. Editura tehnică, Bucureşti, 1960.

CZ 621.873.2.01

Determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire al excavatoarelor macara şi al macaralelor cu platforma rotitoare

Conf. Dr. ing. Gh. VLASIU — Institutul de construcţii — Bucureşti

Mecanismul de rotire al macaralelor cu platformă rotitoare şi al excavatoarelor macara constă din motor, transmisie şi dispozitiv de rotire al platformei superioare respective.

În timpul rotirii platformei superioare, în elementele mecanismului de rotire, atît în perioada mişcărilor tranzitorii cît şi în cea a mişcărilor uniforme, apar forţe dinamice.

Pentru determinarea acestor forţe se foloseşte metoda de reducere a mărimilor ca forţe reduse, momente reduse, constante elastice reduse etc.

De obicei, la macarale şi la excavatoarele macara valoarea raportului dintre momentul de inerţie al mecanismului de rotire şi cea a momentului de inerţie a platformei rotitoare este $\frac{J_1}{J_2} \approx \frac{1}{6} \div \frac{1}{70}$, iar constanta elastică a elementelor mecanismului de rotire este de 6—10 ori mai mare decît constanta elastică a echipamentului de lucru; de aceea macaraua sau excavatorul, într-o primă aproximaţie, se pot reduce la un model mecanic constituit din două mase m_1 şi m_2 legate între ele cu un element elastic K (fig. 1).

Pe schemă s-a notat cu $J_{1\,red}$ momentul de inerţie redus al maselor mecanismului de rotire şi cu $J_{2\,red}$ momentul de inerţie redus al maselor platformei superioare împreună cu echipamentul de lucru.

Ca element elastic se consideră transmisia cinematică de la motor la platforma superioară.

În timpul funcţionării macaralei sau a excavatorului macara, asupra platformei superioare a acestora acţionează un cuplu motor de moment $\mathcal{M}_m$, care întreţine mişcarea, un cuplu rezistent de moment $\mathcal{M}_s$, determinat de frecările din mecanismul de rulare al platformei superioare, precum şi cuplul dinamic sau de inerţie de moment $\mathcal{M}_d^i$ existent numai în regim nestaţionar. Dacă viteza unghiulară a platformei superioare este constantă, cuplul dinamic are valoarea nulă, deci mişcarea se află în regim staţionar.

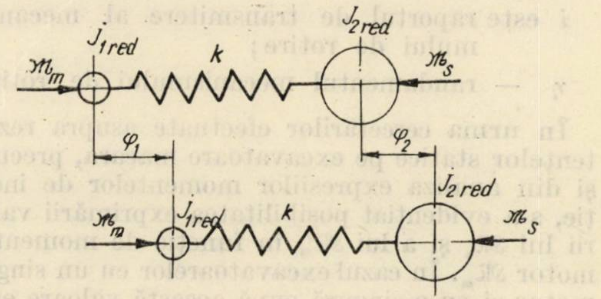


Fig. 1.

În cazul considerat, momentul dinamic $\mathcal{M}_d^i$ constă din momentul de inerţie al platformei superioare a excavatorului sau al macaralei, $\mathcal{M}_p^i$ şi din momentul de inerţie al mecanismului de rotire $\mathcal{M}_m^i$.

Cînd macaraua sau excavatorul lucrează în regim nestaţionar, eforturile dinamice din elementele de rotire se determină din ecuaţiile de momente:

— în cazul demarării platformei:

$$\mathcal{M}^i_{dp} = \mathcal{M}_{m\ max} - \mathcal{M}^i_m - \mathcal{M}_s\,; \qquad (1)$$

— în cazul frînării platformei:

$$\mathcal{M}^i_{fp} = \mathcal{M}_{m\ max} + \mathcal{M}^i_m + \mathcal{M}_s\,. \qquad (1')$$

Corespunzător, acceleraţia unghiulară de demarare sau de frînare a platformei superioare a macaralei sau a excavatorului, se poate scrie sub forma:

$$\varepsilon = \frac{1}{J_{pred}}\left(\mathcal{M}_{m\ max} - \mathcal{M}_m - \mathcal{M}_s\right) = \frac{\mathcal{M}^i_{dp}}{J_{pred}} \qquad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{J_{pred}}\left(\mathcal{M}_{m\ max} + \mathcal{M}_m + \mathcal{M}_s\right) = \frac{\mathcal{M}^i_{fp}}{J_{pred}}\,. \qquad (2')$$

$$\text{Astfel: } \mathcal{M}^i_{pdf} = J_{pred}\,,$$

unde:

J_{pred} este momentul de inerţie redus al maselor macaralelor sau al excavatorului, în timpul demarării sau frînării platformei superioare;

ε — acceleraţia unghiulară de demarare sau de frînare a platformei.

Momentul de inerţie redus J_{pred} are expresia:

— la demarare:

$$J_{pred} = \frac{J_p}{i^2 \eta}\,;$$

— la frînare:

$$J_{pred} = \frac{J_p}{i^2}\,\eta\,;$$

unde:

i este raportul de transmitere al mecanismului de rotire;

η — randamentul mecanismului de rotire.

În urma cercetărilor efectuate asupra rezistenţelor statice pe excavatoare macara, precum şi din analiza expresiilor momentelor de inerţie, s-a evidenţiat posibilitatea exprimării valorii lui $\mathcal{M}_s$ şi a lui $\mathcal{M}^i_m$ în funcţie de momentul motor $\mathcal{M}_m$. În cazul excavatoarelor cu un singur motor şi cu o singură cupă această valoare este (0,08—0,1) $\mathcal{M}_{m\ max}$, iar în cazul excavatoarelor cu mai multe motoare şi de puteri mari valoarea este cuprinsă între (0,15—0,35) $\mathcal{M}_{m\ max}$.

Folosind valori medii pentru $\mathcal{M}_s$ şi $\mathcal{M}^i_m$ valoarea acceleraţiei de demarare sau de frînare a platformei rotitoare se poate exprima prin relaţia:

$$\varepsilon = \frac{\mathcal{M}_{m\ max}}{p \cdot J_p} \qquad (3)$$

unde:

p este un coeficient prin care se ţine seama de $\mathcal{M}_s$ şi $\mathcal{M}^i_m$.

În acest caz, determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire a excavatoarelor şi a macaralelor are loc prin folosirea unui model mecanic format dintr-o singură masă (fig. 2).

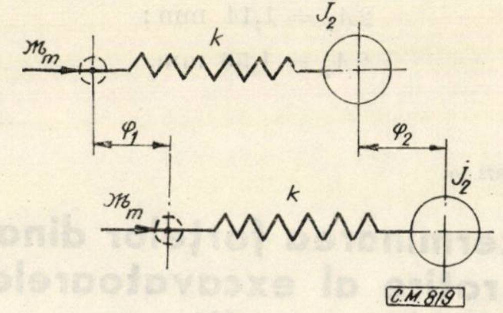


Fig. 2.

În figură s-a notat: J_2 — momentul de inerţie al maselor aflate după elementul considerat absolut elastic; k — constanta elastică a arborilor aflaţi pînă la arborele avut în vedere; φ — deplasarea unghiulară a platformei superioare.

De subliniat că, la determinarea forţelor dinamice reale care apar în elementele mecanismului de rotire nu este suficient să se ia în considerare numai valoarea maximă a momentului motor deoarece, în realitate, forţele dinamice din aceste elemente depind într-o mare măsură de elasticitatea acestora care determină variaţia valorilor acestor forţe faţă de valoarea medie a forţelor de inerţie determinate cu acceleraţia ε.

De asemenea, asupra valorii forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire, care de obicei lucrează prin cuplări şi decuplări frecvente, o mare influenţă o au jocurile din lanţul cinematic al mecanismului precum şi cele rezultate din condiţiile de exploatare ale maşinii.

În continuare, se vor studia unele fenomene dinamice care au loc în perioada de demarare sau de frînare, fără sau cu luarea în considerare a influenţelor jocurilor din lanţul cinematic şi a celor de exploatare.

Se presupune că mişcarea sistemului este determinată de momentul motor $\mathcal{M} = \mathcal{M}_{max} = \text{const}$. Se determină solicitările dinamice din elementele mecanismului de rotire, neglijînd jocurile din lanţul cinematic şi a celor de exploatare (fig. 2).

În timpul deplasării sistemului momentul motor $\mathcal{M}_m$ trebuie să acopere momentul forţelor de inerţie $\mathcal{M}^i_d$ şi momentul redus al forţelor elastice din elementele mecanismului, $\mathcal{M}_d$.

Ecuaţia diferenţială de mişcare a sistemului este:

$$\mathcal{M}_m = J_2 \varepsilon + \mathcal{M}_d\,, \tag{4}$$

unde:

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \text{ şi } \mathcal{M}_d = k\varphi\,.$$

Înlocuind în formula (4) valoarea lui ε şi a lui $\mathcal{M}_{de}$ se obţine ecuaţia:

$$J_2\ddot{\varphi} + k\varphi = \frac{\mathcal{M}_m}{p}\,. \tag{5}$$

Soluţia generală are forma:

$$\varphi = A \cos\omega\, t + B \sin \omega\, t + C, \tag{6}$$

unde:

$\omega = \sqrt{\dfrac{k}{J_2}}$ reprezintă pulsaţia proprie a sistemului;

$C = \dfrac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p\ \ k}$ soluţia particulară a sistemului.

Valoarea constantelor A şi B se determină din condiţiile iniţiale, la $t = 0$, $\varphi = 0$, $\ddot{\varphi} = 0$.

După înlocuirea constantelor şi a soluţiei particulare C, ecuaţia deplasării masei $m_{2\,red}$ ia forma:

$$\varphi = \frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p\,k}\,(1 - \cos \omega t)\,. \tag{7}$$

Deoarece $\mathcal{M}_d$ se poate scrie sub forma $\mathcal{M}_d = \varphi k$, se obţine:

$$\mathcal{M}_d = \varphi\, k = \frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p}\,(1 - \cos \omega t)\,. \tag{8}$$

Pentru $t = -\dfrac{\pi}{\omega} \cos \pi = -1$, $\mathcal{M}_d$ ia valoarea maximă:

$$\mathcal{M}_{d\,max} = \frac{2\mathcal{M}_{m\,max}}{p}\,, \tag{9}$$

iar coeficientul dinamic este:

$$k = \frac{\mathcal{M}_{d\,max}}{\mathcal{M}_{m\,max}} = \frac{2}{p}\,. \tag{10}$$

Deoarece momentul motor a fost afectat de coeficientul p, coeficientul dinamic nu va depăşi valoarea 2.

Pentru determinarea forţelor dinamice din elementele mecanismului de rotire considerînd jocurile din lanţul cinematic şi cele de exploatare se foloseşte modelul mecanic din figura 3.

În figură s-a notat cu δ jocurile tehnologice şi de exploatare, celelalte notaţii fiind folosite anterior.

Pentru acest caz, condiţiile iniţiale sînt: la $t = 0$, $\varphi = 0$ şi $\ddot{\varphi} = \omega_o$; ω_o reprezintă viteza unghiulară iniţială a elementelor cu momentul de inerţie J_1, după efectuarea de către acestea a deplasării unghiulare δ.

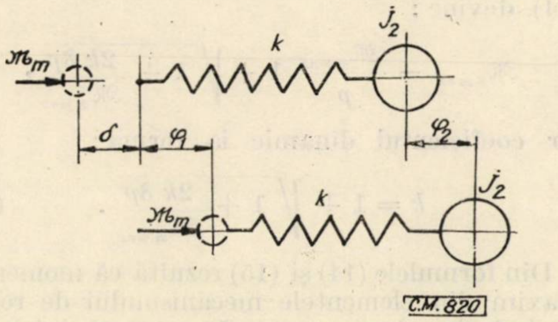


Fig. 3.

În acest caz, mişcarea sistemului se va desfăşura în două etape şi anume: prima etapă corespunzătoare parcurgerii de către elementele mecanismului a spaţiului δ, etapă în care se obţine o viteză iniţială ω_o şi o a doua etapă, de la intrarea în mişcare a elementelor platformei rotitoare pînă cînd forţa de mişcare sau de frînare va atinge valoarea maximă.

În prima etapă viteza unghiulară se poate determina cu relaţia:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2\mathcal{M}_m}{J_1\, p}}\,.$$

În acest caz, soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale (5) este

$$\varphi = A \cos \omega t + B \sin \omega t + C$$

unde:

$$A = -C - \frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p\,k}\;;\; B = \frac{\omega_0}{\omega} = \omega_0 \sqrt{\frac{J_2}{k}}\,. \tag{11}$$

După înlocuirea constantelor şi a soluţiei particulare, expresia (11) ia forma:

$$\varphi = -\frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p\,k} \cos \omega t + \omega_0 \sqrt{\frac{J_2}{p\,k}} \sin \omega t + {} + \frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p\,k}\,, \tag{12}$$

iar momentul dinamic al elementelor mecanismului va fi:

$$\mathcal{M}_d = k\varphi = -\frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p} \cos \omega t + \omega_0 \sqrt{\frac{kJ_2}{p}} \sin \omega t + {} + \frac{\mathcal{M}_{m\,max}}{p}\,. \tag{13}$$

Valoarea maximă a acestui moment se obţine din relaţia :

$$\mathfrak{M}_{d\,max} = \sqrt{A^2 + B^2} + C = \frac{\mathfrak{M}_{m\,max}}{p} + \\ + \sqrt{\frac{\mathfrak{M}_{m\,max}}{p^2} + J_2 \omega_0^2 k} \,. \quad (14)$$

După înlocuirea vitezei iniţiale ω_0 expresia (14) devine :

$$\mathfrak{M}_{d\,max} = \frac{\mathfrak{M}_{m\,max}}{p}\, 1 + \sqrt{1 + \frac{2k\,\delta p}{\mathfrak{M}_{m\,max}}},$$

iar coeficientul dinamic ia forma :

$$k = 1 + \sqrt{1 + \frac{2k\,\delta p}{\mathfrak{M}_{m\,max}}} \,. \quad (16)$$

Din formulele (14) şi (15) rezultă că momentul maxim din elementele mecanismului de rotire depinde de valoarea maximă a momentului motor $M_{m\,max}$, de viteza unghiulară ω_0, de constanta elastică k a elementelor mecanismului, precum şi de momentul de inerţie al platformei şi al echipamentului de lucru.

De menţionat că valoarea vitezei unghiulare ω_0 în cazul cel mai defavorabil poate fi egală cu viteza unghiulară a mişcării uniforme a sistemului.

Pentru a evidenţia influenţa jocurilor din lanţul cinematic se va exprima $\delta = \frac{\mathfrak{M}_{max}\, t_s^2}{2J_1}$, în funcţie de tipul t_s necesar masei m_1 să parcurgă spaţiul δ şi în funcţie de perioada vibraţiilor proprii $T = \pi \sqrt{\frac{J_1}{k}}$, caz pentru care :

$$\mathfrak{M}_{d\,max} = \frac{\mathfrak{M}_{m\,max}}{p} \left[1 + \sqrt{1 + 4\pi p \frac{ts}{T}} \right]. \quad (17)$$

Această relaţie arată că valoarea coeficientului dinamic este direct proporţională cu creşterea raportului $\frac{t_s}{T}$ şi invers proporţională cu creşterea perioadei vibraţiilor proprii ale sistemului.

În concluzie, forţele dinamice, respectiv coeficientul dinamic al elementelor mecanismului de rotire sînt proporţionale cu valoarea jocului tehnologic şi a celor de exploatare. De aceea, în scopul reducerii acestor forţe, este necesară acordarea unei atenţii sporite la execuţia, montajul şi exploatarea excavatoarelor şi macaralelor.

De asemenea, forţele dinamice sînt proporţionale cu rigiditatea sistemului; prin urmare, cu cît constanta elastică este mai mare, cu atît forţele dinamice vor avea valori mai mari. De aceea, se recomandă, mai ales în cazul maşinilor cu puteri mari, utilizarea unor elemente cu constantă elastică cît mai mică, respectiv cu o perioadă proprie de vibraţie mare.

Relaţiile obţinute mai sus pot fi folosite la calculul dinamic al elementelor mecanismelor de rotire a excavatoarelor şi a macaralelor, precum şi în cazul altor mecanisme cînd sînt satisfăcute condiţiile necesare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dombrovski, N. G. şi Pankratov, S. A.* Zemleroinîe maşinî, Moscova, 1961.
[2] *Volcov, D. P.* Dinamica i procinosti odnocoşevîh excavatorov Masinostroenie, Moscova, 1965.
[3] *Hamburger, L. şi Buzdugan, G.* Teoria vibraţiilor şi aplicaţiile ei în construcţia de maşini. Editura tehnică, Bucureşti, 1958.
[4] *Vlasiu, Gh.* Consideraţii asupra solicitărilor dinamice, prin şoc, în elementele maşinilor. Buletinul Ştiinţific al Institutului de Construcţii Bucureşti, 1967.
[5] *Vlasiu, Gh.* Issledovanie povrotnîk mehanizmov ekskavatorv balşoi mascinosti. Avtoreferat k dizertaţii po seiskanie uceonoi stepeni Kandidata tehniceskîh nauk, Moscova, 1956.

CZ 622.75.001.5

Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare *

Conf. dr. ing. Mircea ZUGRĂVEL – Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Mihai POPESCU – Institutul politehnic – Iaşi

Pentru determinarea pe cale directă a caracteristicilor de pulverizare în cazul injecţiei mecanice este necesară captarea picăturilor de combustibil şi observarea lor cu ajutorul microscopului. Procedeul, principial simplu, este destul de greu de aplicat, necesitînd respectarea riguroasă a unui anumit mod de lucru şi utilizarea obligatorie a unor dispozitive auxiliare bine studiate [1].

Una dintre cauzele care pot conduce la obţinerea unor rezultate eronate atunci cînd se utilizează această metodă este neuniformitatea distribuţiei picăturilor de combustibil pe suprafaţa mediului de captare. Pentru a se evita acest lucru este necesar ca operaţia de captare să se facă controlat, realizîndu-se o distribuţie uniformă a picăturilor pe suprafaţa mediului de captare, cu o densitate convenabilă pentru experimentatorul care prelucrează imaginile din cîmpul microscopului şi care exprimă, totodată, calitatea pulverizării în ansamblu.

În cele ce urmează se prezintă două dispozitive, de concepţie proprie şi experimentate de autori, ce pot servi scopului propus mai sus; primul dintre dispozitive serveşte la o captare controlată continuă, iar cel de al doilea la o captare controlată în trepte.

1. *Dispozitiv de captare continuă a picăturilor de combustibil*

Dispozitivul este conceput ţinînd seamă de faptul că, pentru captarea picăturilor, el urmează să fie plasat în partea inferioară a recipientului în care se face injecţia combustibilului (fig. 1). Acest mod de plasare a dispozitivului de captare şi injecţia inversă a combustibilului sînt recomandate ca fiind avantajoase [1], indicaţie verificată prin experienţe proprii [2].

Injecţia inversă a combustibilului (fig. 1) conduce la o repartiţie uniformă a norului de picături în interiorul recipientului experimental *1*, ceea ce permite să se tragă concluzii asupra calităţii pulverizării investigîndu-se o zonă relativ redusă *4* din acest volum.

Controlul asupra captării picăturilor de combustibil, realizat cu ajutorul acestui dispozitiv, se bazează pe utilizarea unui sistem mobil de diafragmare, care constă (fig. 2), într-un disc obturator *1*, prevăzut cu o fantă *2*, şi care se roteşte în planul figurii, în jurul centrului propriu.

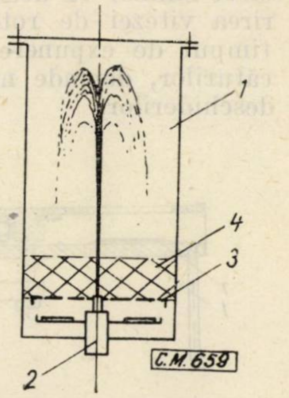


Fig. 1. Schema de amplasare a dispozitivului de captare şi modul de injectare a combustibilului.

1 – recipient pentru injecţie experimentală; *2* – injector *3* – dispozitiv de captare; *4* – zona analizată.

Se simulează astfel deplasarea plăcuţei, acoperită cu mediul de captare, după o elice al cărei pas depinde de viteza de rotaţie a discului obturator şi de viteza de cădere a picăturilor (fig. 3).

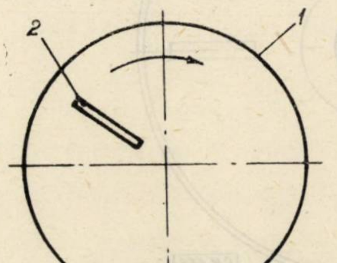


Fig.2. Principiul de lucru al dispozitivului de captare continuă :

1 – disc obturator; *2* – deschiderea pentru trecerea picăturilor.

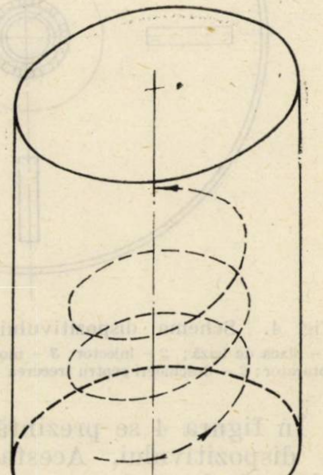


Fig. 3. Traiectoria plăcuţei de captare, simulată cu ajutorul dispozitivului de captare continuă.

Cele două elemente precizate prin încercări au fost: viteza de rotaţie a discului obturator şi caracteristicile fantei.

Deoarece zona investigată este de înălţime redusă, nu este necesară o viteză de rotaţie mare a discului obturator. În acelaşi sens pledează și faptul că o viteză de rotație mare a discului obturator devine un fenomen perturbator pentru procesul de captare. Pe baza acestor argumente, se consideră convenabilă o viteză de rotație a acestui disc corespunzătoare unei turații de 2 rot/min.

---

* Comunicată la cea de-a VIII-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic din Iaşi, 28—30 sept 1967.

În ceea ce privește caracteristicile fantei, s-a adoptat forma dreptunghiulară, cu o lungime care să acopere zona de plasare a plăcuțelor de captare și cu o lățime totală de 60 mm; această dimensiune a fost împărțită pe un număr de patru deschideri, pentru a micșora intervalele dintre perioadele de expunere a plăcuțelor de captare la ploaia de picături, efect similar cu acela ce s-ar obține prin mărirea vitezei de rotație a discului. De altfel, timpul de expunere, și deci densitatea picăturilor, depinde numai de lățimea totală a deschiderilor.

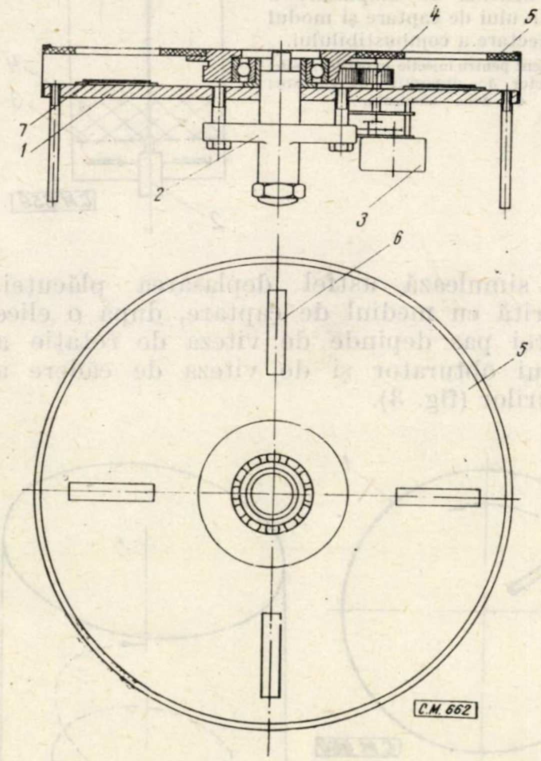


Fig. 4. Schema dispozitivului pentru captare continuă: 1 – placa de bază; 2 – injector; 3 – motor electric; 4 – reductor; 5 – disc obturator; 6 – deschideri pentru trecerea picăturilor; 7 – plăcuțe de captare.

În figura 4 se prezintă schema constructivă a dispozitivului. Acesta este constituit din placa de bază 1, care susține atît injectorul 2, cît și întregul echipament mobil. Micromotorul electric 3 antrenează, prin intermediul unui sistem reductor cu roți dințate 4, discul obturator 5 în care sînt practicate deschiderile dreptunghiulare 6. Plăcuțele de captare 7 sînt așezate pe placa de bază 1 în zona măturată de fantele 6. Întregul ansamblu fiind plasat în interiorul recipientului în care se face injecția, comanda dispozitivului se execută din exterior, în concordanță cu fazele fenomenului urmărit.

Rezultate. Aspectul cîmpului de picături obținut pe întreaga suprafață a plăcuțelor, în urma captării controlate cu dispozitivul prezentat mai sus, este dat în figurile 5, *a*, 5,*b* și 5, *c*, care reprezintă pulverizări diferite efectuate în condiții identice.

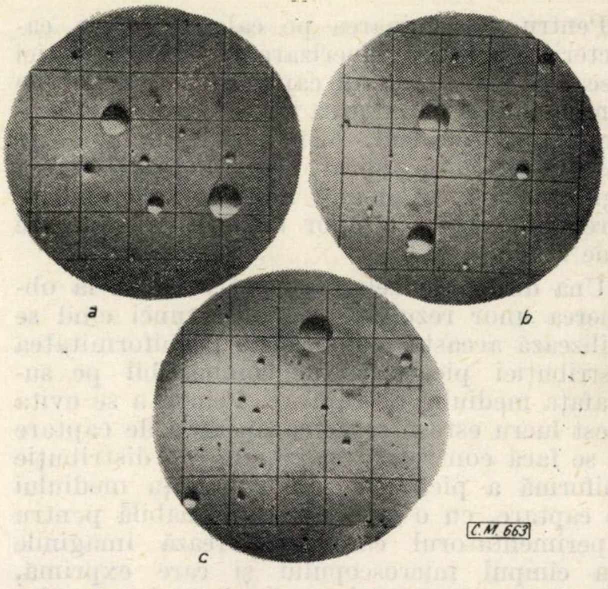


Fig. 5. Aspectul cîmpului de picături în cazul utilizării dispozitivului de captare continuă (1 div. $=92\ \mu$).

2. *Dispozitiv de captare în trepte a picăturilor de combustibil*

Pentru stabilirea timpului de expunere necesar în cazul captării continue, precum și pentru analiza structurii pulverizării din punct de vedere dimensional, este necesară captarea picăturilor pe măsura căderilor, la intervale fixe de timp.

În urma experiențelor s-a ajuns la concluzia că, în acest scop, poate fi utilizat un dispozitiv care să funcționeze după principiul arătat în figura 6.

Între plăcuțele de captare și picăturile care cad se intercalează un disc *1* care se poate roti, în planul figurii, în jurul axei proprii. Discul *1* este prevăzut cu o singură fantă dreptunghiulară *2*, de dimensiuni egale cu cele ale plăcuțelor de captare *3*. Rotirea discului *1* se face cu intermitență, astfel încît pozițiile succesive de repaus ale fantei dreptunghiulare să fie cele marcate prin *I'*, *I''*, *II'*, *II''* etc. Dacă plăcuțele de captare sînt plasate în pozițiile *I''*, *II''*, *III''*, *IV''*, se observă că fanta *2* de pe discul mobil se oprește deasupra lor în pozițiile de repaus cu indice par, permițînd picăturilor să ajungă pe suprafața mediului de captare, iar timpul de expunere la ploaia de picături, precum și intervalul de timp dintre momentul injecţiei şi începutul captării, depind de durata perioadelor de staţionare a discului şi de numărul de ordine al plăcuţei.

Pe baza acestui principiu s-a construit dispozitivul prezentat în figura *7*. Acesta este con-

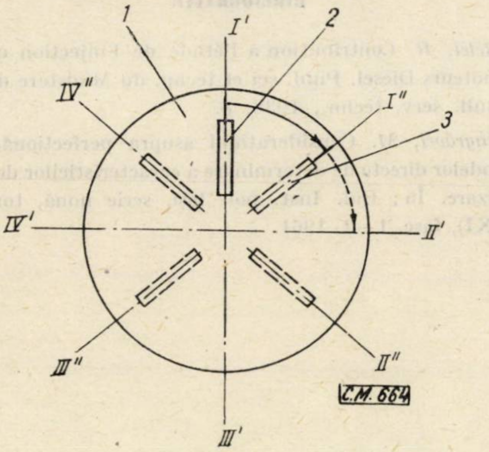


Fig. 6. Principiul de lucru al dispozitivului de captare în trepte

1 – disc obturator; 2 – deschiderea pentru trecerea picăturilor; 3 – plăcuţă de captare.

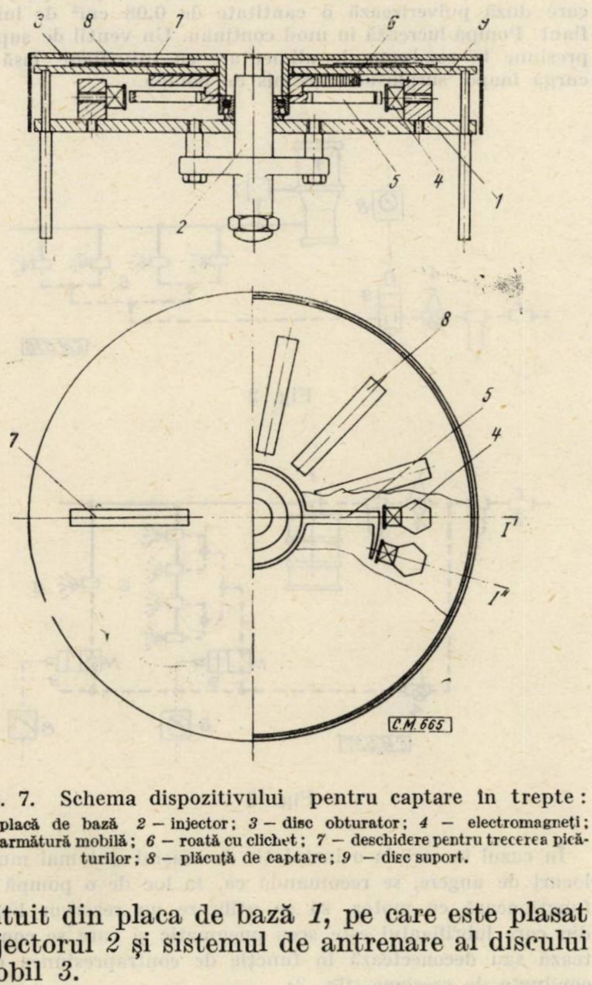


Fig. 7. Schema dispozitivului pentru captare în trepte:

1 – placă de bază; 2 – injector; 3 – disc obturator; 4 – electromagneţi; 5 – armătură mobilă; 6 – roată cu clichet; 7 – deschidere pentru trecerea picăturilor; 8 – plăcuţă de captare; 9 – disc suport.

stituit din placa de bază *1*, pe care este plasat injectorul *2* şi sistemul de antrenare al discului mobil *3*.

Antrenarea discului *3* se face cu ajutorul electromagneţilor *4* şi al armăturii *5*. Electromagneţii *4* sînt dispuşi în cerc şi grupaţi în perechi, elementele perechi fiind aşezate în opoziţie, pe acelaşi diametru. Alimentînd succesiv bobinele electromagneţilor perechi în ordinea aşezării lor, armătura *5* va fi deplasată

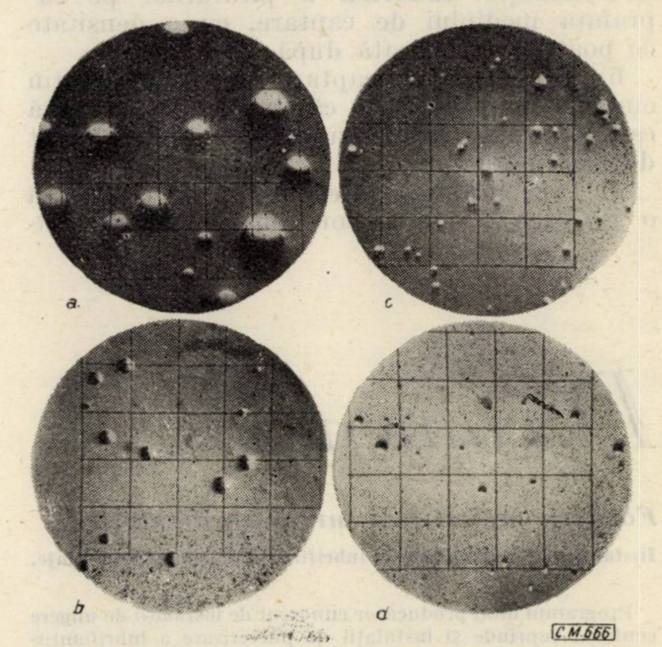


Fig. 8. Aspectul cîmpului de picături în cazul utilizării dispozitivului de captare în trepte (1 div. = 92 μ):

a – $\Delta\tau_i = 10$ s, $\tau_e = 6$ s; b – $\Delta\tau_i = 60$ s, $\tau_e = 10$ s; c – $\Delta\tau_i = 120$ s $\tau_e = 60$ s; d – $\Delta\tau_i = 300$ s, $\tau_e = 60$ s.

în salturi, oprindu-se după fiecare mişcare pe linia perechii alimentate. Deplasarea armăturii determină deplasarea discului *3* cu care este solidarizată. Egalitatea deplasărilor este asigurată cu ajutorul roţii cu clichet *6*. Comanda se face din exterior, cu ajutorul unui comutator după un program stabilit în prealabil.

În discul *3* este practicată o singură deschidere *7*, sub forma unei fante dreptunghiulare prin care picăturile pot trece spre plăcuţele de captare.

Plăcuţele de captare *8* sînt plasate pe discul fix *9*, la intervale egale, în aşa fel încît fanta *7* să se poată opri, pe rînd, asupra fiecăreia dintre ele.

Programul experienţei precizează pentru fiecare punct de captare, două elemente şi anume:

— intervalul de timp dintre momentul injecţiei în spaţiul de experienţă şi momentul în care începe operaţia de captare, $\Delta\tau_i$;

— timpul de expunere a plăcuţei la ploaia de de picături, τ_e.

Rezultate. Aspectul cîmpului de picături în cazul utilizării dispozitivului prezentat mai sus este arătat în figura 8,*a*, 8,*b*, 8,*c*, 8,*d*, în care se indică şi programul experienţei.

Concluzii

a) Prin controlul operaţiei de captare a picăturilor, în cazul determinării pe cale directă a caracteristicilor de pulverizare, se realizează o distribuţie uniformă a picăturilor pe suprafaţa mediului de captare, cu o densitate ce poate fi modificată după dorinţă.

b) Procedînd la o captare continuă, se obţin cîmpuri de picături a căror imagine exprimă calitatea pulverizării în ansamblu, indiferent de zona observată.

c) Prin captarea intermitentă se realizează o grupare a picăturilor după mărimea diametrului lor. Imaginile cîmpurilor de picături astfel obţinute oferă informaţii asupra structurii pulverizării, precum şi date necesare stabilirii condiţiilor optime de experimentare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Retel, R.* Contribution à l'étude de l'injection dans les moteurs Diesel. Publ. sci et techn. du Ministère de l'Air, Bull. serv. techn., 1938, 8.

[2] *Zugrăvel, M.* Consideraţiuni asupra perfecţionării metodelor directe de determinare a caracteristicilor de pulverizare. În : Bul. Inst. pol. Iaşi, serie nouă, tom VII (XI), fasc. 1—2, 1961.

Documentare

Fördern und Heben, nr. 5 aprilie 1970

Instalaţii de pulverizare a lubrifiantului pentru angrenaje.

Programul unui producător cunoscut de instalaţii de ungere centrală cuprinde şi instalaţii de pulverizare a lubrifiantului, pentru ungerea angrenajelor cu roţi dinţate deschise. Cu cît este mai redus consumul de aer comprimat folosit pentru pulverizarea lubrifiantului, cu atît este mai economică instalaţia respectivă.

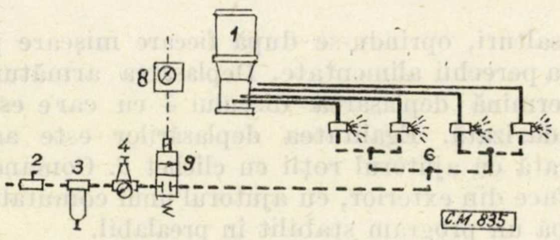


Fig. 1

În figura 1 se arată schema instalaţiei de pulverizare (*1* — pompă ; *2* — robinet de închidere ; *3* — filtru de aer sub presiune ; *4* — regulator de presiune ; *5* — gresor ; *6* — duză de pulverizare ; *7* — ventil de suprapresiune ; *8* — dispozitiv cu impulsuri ; *9* — ventil magnetic). Schema reprezentată se remarcă prin cost scăzut de investiţii şi posibilităţi avantajoase de reglare. O pompă cu mai multe conducte, cu posibilitatea de a alimenta pînă la 36 conducte de ungere (simultan sau independent, în funcţie de necesităţi), transportă în mod continuu materialul de ungere la duzele conectate. Antrenarea pompei se face cu ajutorul maşinii lubrifiate sau printr-un electromotor. Cu ajutorul unui circuit a cărui deschidere este acţionată prin impulsuri, cu un timp de pauză ce poate fi reglat între 1,5 şi 45 min şi cu o durată a impulsului între 0,8 şi 3,2 se realizează timpul de pulverizare şi de pauză. La impulsul de pulverizare se deschide, pentru un timp scurt, ventilul electromagnetic în conducta de aer sub presiune, aer care pulverizează fin lubrifiantul aflat în duze.

O altă dispunere posibilă a elementelor instalaţiei este arătată în figura 2. Spre deosebire de instalaţia anterioară la care, de la pompă, plecau o serie de conducte independente, la această instalaţie toate duzele de pulverizare sînt alimentate printr-o conductă unică. În timpul pauzei, toate duzele sînt închise, iar la admisia aerului sub presiune, fiecare duză pulverizează o cantitate de 0,08 cm^3 de lubrifiant. Pompa lucrează în mod continuu. Un ventil de suprapresiune în conducta de alimentare cu lubrifiant lasă să curgă înapoi surplusul transmis de pompă.

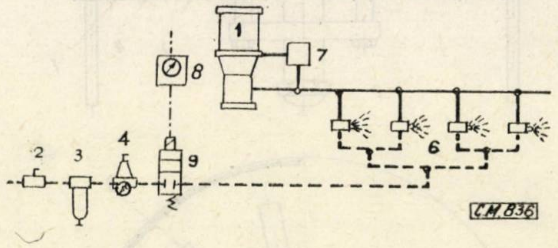


Fig. 2

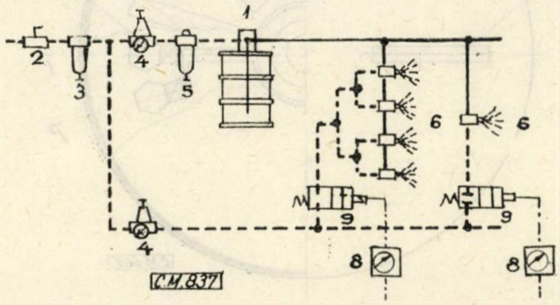


Fig. 3

În cazul în care la o instalaţie de maşini sînt mai multe locuri de ungere, se recomandă ca, în loc de o pompă ce funcţionează cu motor, să se utilizeze un rezervor butoi din care lubrifiantul este scos pneumatic şi care se conectează sau deconectează în funcţie de contrapresiunea din conducta de presiune (fig. 3).

A.M.

EIBIS (Engineering în Britain)

Epurarea aerului comprimat (I) Patrick J.Rugg

Impurităţile principale din aerul comprimat sînt sub formă solidă (nisipul şi particulele care se desprind din conducte), apa şi uleiul din compresor care produce o substanţă care seamănă cu gumele.

Gazele se combină cu apa pentru a produce acizi şi alţi electroliţi corosivi.

Elementele filtrante sînt etalonate în funcţie de mărimea particulelor. Un filtru de 5 microni va reţine toate particulele cu diametrul mai mare de 5 microni.

Eliminarea apei condensate şi a vaporilor de ulei se face cu ajutorul unor filtre ca de pildă Norgren FO2 (fig. 1).

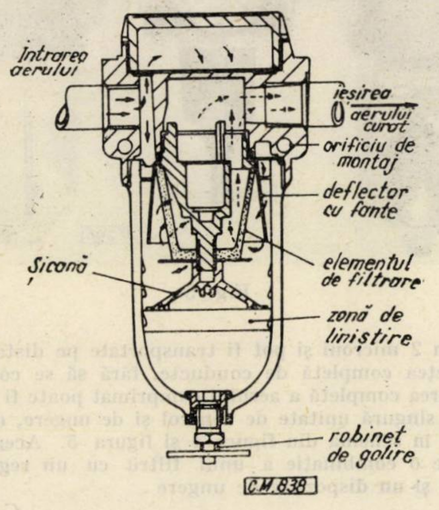


Fig. 1

Picăturile de umiditate sînt proiectate de forţa centrifugă pe suprafaţa interioară a paharului în lungul căreia coboară spre zona şicanei, care împiedică aerul să preia din nou lichidele colectate.

Pentru cazurile în care se produc modificări mari de temperatură, care introduc condensări importante chiar dacă se prevăd răciri secundare, se pot folosi filtrele cu două etaje.

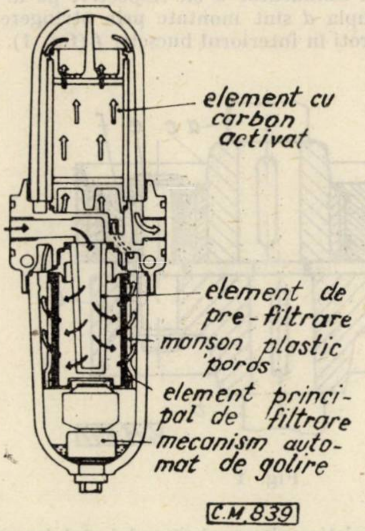

element cu carbon activat
element de pre-filtrare
manşon plastic poros
element principal de filtrare
mecanism automat de golire
C.M.839

Fig. 2

Pentru eliminarea ceţei de ulei se dispune de filtre mecanice speciale (picăturile au 0,01—0,8 microni), care sînt multietajate, ca de pildă Norgren F4O (fig. 2), cu un element filtrant primar pentru particulele mari şi un element secundar care lichefiază ceaţa de ulei şi apa, în vederea reţinerii picăturilor cu dimensiuni sub un micron. Un al treilea element activat cu carbon are rolul de absorbant şi opreşte uleiul în cazul cînd elementul secundar iese din funcţiune. Acest al treilea element permite şi eliminarea hidrocarburilor gazoase.

Se recomandă utilizarea filtrelor cu purjare automată a fluidelor reţinute.

C. A.

EIBIS (Engineering in Britain)

Alegerea regulatorului de presiune pentru instalaţia de epurare a aerului comprimat (II) Patrick J. Rugg

După epurarea aerului este necesară reglarea presiunii sale la valorile cerute, în vederea evitării uzurii excesive şi a unui consum sporit de aer comprimat.

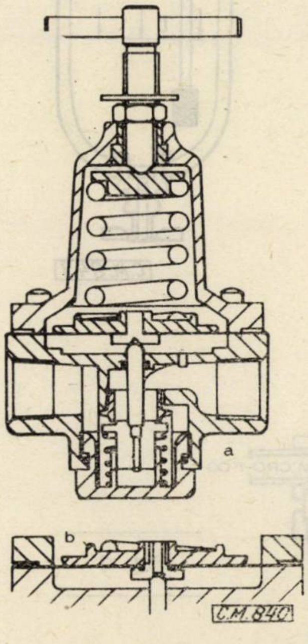


Fig. 1

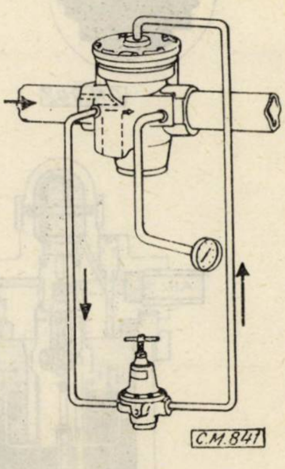


Fig. 2

În figura 1 se arată un regulator cu membrană. Caracteristicile principale sînt : o supapă echilibrată, un cui-ventil şi o membrană cu mare suprafaţă pentru o sensibilitate ridicată. Un tub-sifon care leagă orificiul de ieşire cu partea inferioară a membranei conferă un răspuns rapid la modificările presiunii din aval.

Reducerea presiunii este posibilă prin intermediul şurubului de reglaj care permite aerului să treacă prin partea inferioară a membranei spre exterior. Acest dispozitiv împiedică, de asemenea, în mod automat producerea suprapresiunilor în sistem.

În figura 2 se arată o instalaţie cu regulator pilot, care oferă avantajul că se elimină diferenţa produsă de resortul regulatorului.

Se folosesc şi modele mai complexe care încorporează un regulator pilot într-o unitate principală de filtrare şi purjare.

C. A.

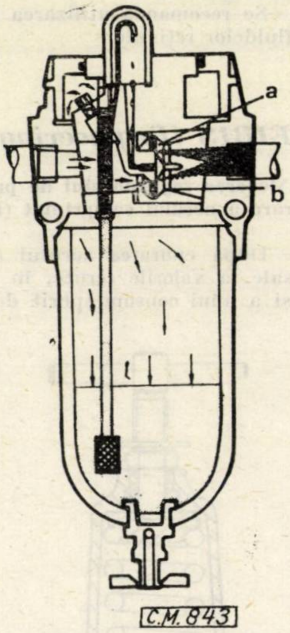
EIBIS (Engineering in Britain)

Transportul lubrifianţilor prin aer comprimat (III) — Patrick J. Rugg

O etapă importantă în epurarea aerului este aceea de a injecta o ceaţă de ulei pentru lubrificare.

În figura 1 se arată tipul cel mai utilizat de dispozitiv. Aspirarea uleiului se produce la trecerea aerului prin ajutaj. Trecerea uleiului este reglată printr-o supapă-cui. Un tip mai recent este ilustrat în figura 2. Elastometrul, a, din ajutajul b, se curbează automat în funcţie de variaţiile debitului de aer şi menţine un raport constant între ulei şi aer.

Fig. 2 →



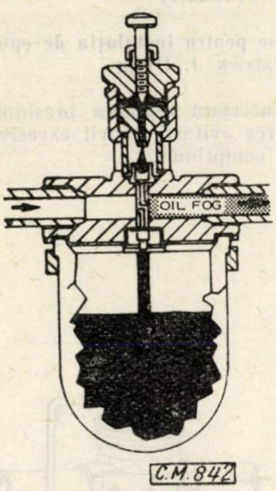

OIL FOG
C.M.842

Fig. 1

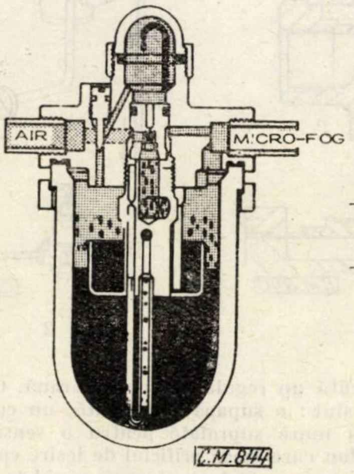

AIR
MICRO-FOG
C.M.844

Fig. 3

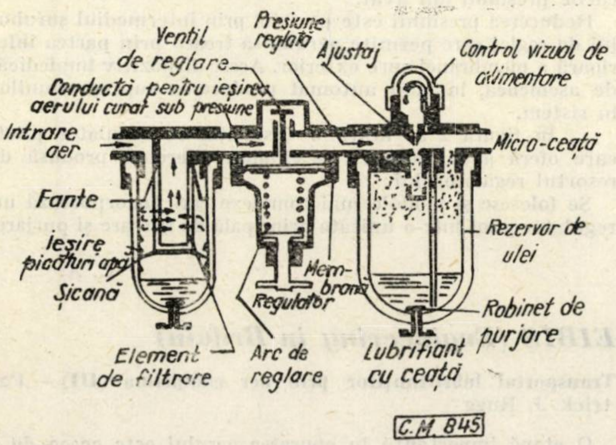

Ventil de reglare
Presiune reglată
Ajustaj
Control vizual de alimentare
Conductă pentru ieşirea aerului curat sub presiune
Intrare aer
Micro-ceaţă
Fante
Rezervor de ulei
Ieşire picături apă
Membrana
Şicană
Regulator
Robinet de purjare
Element de filtrare
Arc de reglare
Lubrifiant cu ceaţă
C.M.845

Fig. 4

Dispozitivul pulverizant (fig. 3) dirijează ceaţa de ulei creată în ajutaj spre partea superioară a rezervorului de ulei. Particulele mai mari ale ceţei se întorc spre rezervor; numai cele mici pot trece mai departe. Acestea măsoară cel puţin 2 microni şi pot fi transportate pe distanţe mari într-o reţea completă de conducte, fără să se condenseze.

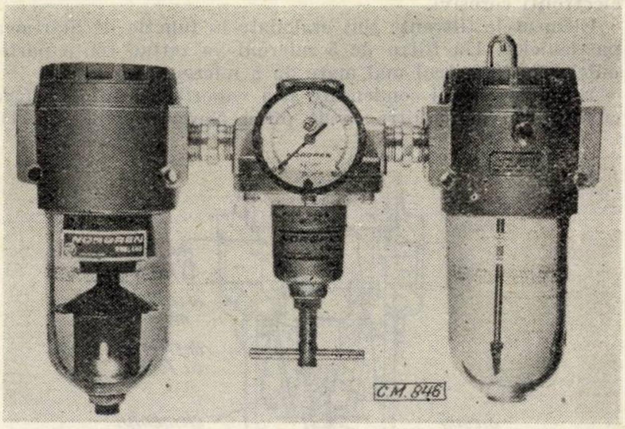

NORGREN
C.M.846

Fig. 5

Epurarea completă a aerului comprimat poate fi efectuată printr-o singură unitate de control şi de ungere, după cum se arată în schema din figura 4 şi figura 5. Această unitate este o combinaţie a unui filtru cu un regulator de presiune şi un dispozitiv de ungere

C.A.

Maschinenbautechnik,

nr. 4, 1970

Un tip nou de cuplaj

Cuplajul este destinat să transmită momente de torsiune între arbori cu abateri importante de la coaxialitate. Condiţia posibilităţii de utilizare a acestui tip de cuplaj este ca distanţa dintre axele arborilor să nu fie mai mare decît raza lor. Cuplajul constă din două semicuple *c* şi *d* montate pe capătul arborelui conducător *a* şi, respectiv, pe al celui condus *b*. În semicupla *d* sînt montate prin strîngere bolţurile *e* care se pot roti în interiorul bucşelor *f* (fig. 1).

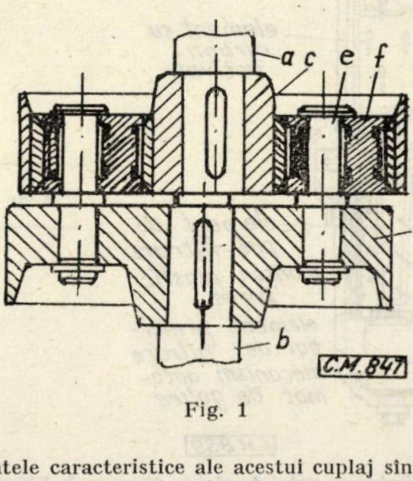

a
c
e
f
d
b
C.M.847

Fig. 1

Elementele caracteristice ale acestui cuplaj sînt bucşele *f*. Aceste bucşe se pot roti în interiorul locaşurilor din semicupla *a*. Trebuie reţinut faptul că găurile din bucşe, în care se introduc bolţurile *e*, sînt excentrice faţă de axa de rotaţie a bucşei. Această soluţie constructivă, prin rotirea bolţului în bucşă şi a acesteia în locaşul din semicuplă, permite variaţia distanţei dintre axa bolţului şi arborele conducător şi deci transmiterea cuplului în condiţiile de dezaxare arătate mai sus.

Prin utilizarea unui cuplaj cu şapte bolţuri amplasate pe un cerc de 500 mm diametru, la o turaţie de 1440 rot/min, este posibil să se transmită un moment de 10 000 kgfm.

Cuplajul poate fi utilizat pentru diferite valori ale dezaxării, cu condiţia — aşa cum s-a mai arătat — ca valoarea dezaxării să nu depăşească raza arborilor care se cuplează. Datorită acestui fapt, cuplajul poate fi întrebuinţat pentru transmiterea mişcării de rotaţie în cazul angrenajelor planetare, în mod nemijlocit, de la roata planetară.

Cuplajul poate fi realizat şi într-o construcţie îmbunătăţită, la care rotirea bolţurilor în bucşe şi a acestora în semicuplă se face prin intermediul unor rulmenţi, beneficiindu-se în acest caz de avantajele pe care le prezintă lagărele cu rulmenţi, în comparaţie cu lagărele de alunecare.

A.M.

Antriebs-technik

nr. 4, 1970

Noi tipuri de lagăre sferice

Lagărele sferice sînt elemente de rezemare, destinate să suporte în special forţe mari. Aceste lagăre, datorită suprafeţelor de alunecare de formă sferică, împiedică apariţia presiunilor de contact liniar.

Pe lîngă lagărele sferice cunoscute pînă în prezent, noile tipodimensiuni de elemente de rezemare facilitează lărgirea utilizării acestor articulaţii.

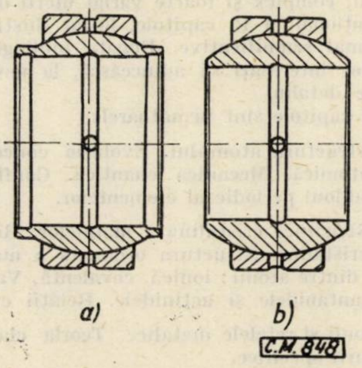


Fig. 1

Lagărele sferice din seria constructivă GE...FO (fig. 1*a*) datorită concepţiei constructive respective, sînt prevăzute pentru a fi utilizate la dispozive de basculare mari, unde lagărele sferice normale nu mai sînt corespunzătoare. În cazul cînd lagărele sînt livrate şi cu garnituri de etanşare încorporate, se simbolizează prin GE...FO — 2Rs.

Lagărele din seria CE....HO (fig. 1, *b*) cuprind pe suprafaţa cilindrică interioară două locaşuri prevăzute pentru introducerea unor bucşe de distanţare. Prin această construcţie se uşurează montarea în cazul sarcinilor mari. Cînd lagărele de acest tip încorporează şi garnituri de etanşare, simbolizarea lor este GE....HO — 2Rs.

A.M.

SIP — Suedia

4 iunie 1970

Un nou procedeu de vopsire industrială

Societatea Atlas-Copco a prezentat un nou aparat de vopsire cu pistol electrostatic, care permite o utilizare de 95% a vopselei.

Unul dintre cele mai mari avantaje ale noului echipament, denumit Ecco-Static, este efectul de „îmbrăcare" pe care îl produce şi care permite realizarea celor mai bune rezultate asupra unor obiecte foarte diferite. Grosimea stratului de vopsea aplicată poate fi determinată cu precizie, evitînd pierderile şi reducînd riscurile de intoxicare a personalului.

Echipamentul funcţionează prin proiectarea vopselei pe un disc rotitor a cărui turaţie poate atinge 40 000 rot/min. Vopseaua este astfel pulverizată şi particulele, trecînd printre două muchii de ionizare plasate pe disc, sînt încărcate cu sarcini electrice. Aerul comprimat nu este folosit decît pentru a dirija vaporizarea vopselei spre obiectul care, fiind legat la pămînt, constituie un pol şi atrage particulele. Cîmpul electric este produs de către o sursă de curent încorporată la tabloul de comandă. Forţa cîmpului electrostatic determină mişcarea vopselei. Curentul are 100 000 V şi o intensitate numai de cîţiva miliamperi.

C.A.

Ölhydraulik und pneumatik,

nr. 12, 1968.

Alfred Kosmowsk: **Multiplele utilizări ale hidrocilindrilor „Lukas"**

Este vorba de cilindrii hidraulici construiţi din aliaje metalice uşoare, care oferă multiple posibilităţi de aplicaţie.

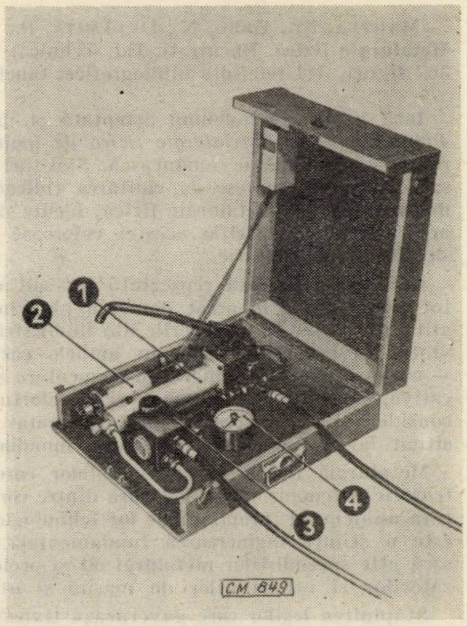


Fig. 1

Fig. 2 ↓

Realizînd o presiune relativ ridicată a uleiului (450 kp/cm^2) şi avînd dimensiuni reduse pot fi introduşi şi în spaţii greu accesibile. Inzestraţi cu diverse accesorii ei pot realiza cele

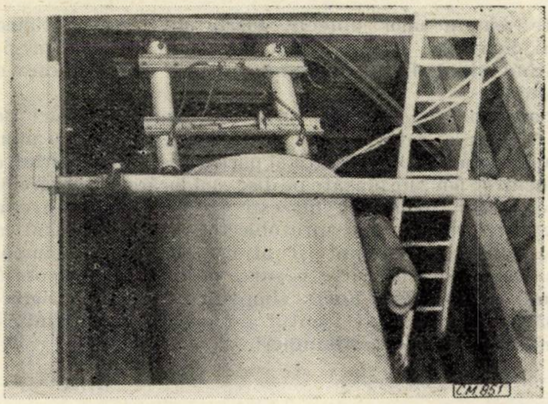


Fig. 3

mai diverse lucrări, care necesită forţe de presiune sau de tracţiune, făcînd dispensabile maşini şi utilaje mult mai grele şi mai scumpe.

Pentru deservire sînt utilizate, în funcţie de uleiul necesitat, pompe de mînă sau pompe cu motor (electropompe etc.). Se dau diferite exemple privind utilizarea hidrocilindrilor ,,Lukas'', de exemplu : scoaterea de pe ax a unui rulment, tragerea pe ax a unui cuplaj etc. În combinaţie cu multiplicatorul (fig. 1) se obţin presiuni de 5000 kp/cm^2, lărgindu-se astfel sfera de utilizare a acestui dispozitiv : îndoirea ţevilor, închiderea (prin turtire) a unei ţevi sparte (necesari 20 Mp!), ridicarea de greutăţi de 500 Mp (de exemplu reaşezarea pe şine a unei locomotive fig. 2), sau introducerea forţată a tuburilor în diguri (fig. 3).

Gh. C.

Recenzii

MANTEA, ST., GERU, N., DULĂMIŢĂ, P., RĂDULESCU, M. : **Metalurgie fizică**. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1970, 464 pagini, 367 figuri, 344 referinţe bibliografice, tabele.

Iată o lucrare îndelung aşteptată şi, în fine, apărută : *Primul tratat de Metalurgie fizică de înalt nivel*, în limba română şi în redacţie românească. Sînt ţări industriale avansate care se mîndresc cu calitatea ridicată a traducerilor unor tratate de metalurgie fizică, făcute din alte limbi. În aceste condiţii apariţia acestei valoroase lucrări capătă o deosebită semnificaţie.

Lucrarea recenzată reprezintă un salt calitativ faţă de tot ce a apărut în acest domeniu pînă în prezent la noi, atît în ce priveşte traducerile din limbi străine cît şi în privinţa lucrărilor originale, în ambele cazuri predominînd — cu rare excepţii — lucrările elementare şi practicist aplicative. Colectivul de autori a depus eforturi îndelungate şi considerabile pentru a elabora un tratat amplu, unitar, situat la nivelul actual al ştiinţei mondiale.

Metalurgia fizică, ştiinţa metalelor care fundamentează teoretic şi fenomenologic legătura dintre compoziţia şi structura aliajelor şi proprietăţile lor tehnologice şi de utilizare, este o ştiinţă inginerească fundamentală, la fel de necesară atît specialiştilor metalurgi cît şi proiectanţilor, realizatorilor şi utilizatorilor de maşini şi utilaje industriale.

Stăpînirea legilor care guvernează transformările în stare solidă din metale şi aliaje este prima condiţie pentru a putea concepe şi executa procese tehnologice încununate de succes, cum şi pentru a explica şi, în consecinţă, a putea preveni insuccesele respectiv pentru a le putea remedia, dacă s-au produs. Metalurgia fizică este în măsură să propună şi să cerceteze noi aliaje şi noi procedee tehnologice, mai ieftine şi mai eficiente, capabile să facă faţă unor cerinţe mereu sporite şi variate.

În tratatul recenzat sînt prezentate cele mai recente şi mai importante cunoştinţe în legătură cu prelucrarea la cald : naşterea structurii la trecerea din starea topită în starea solidă şi toate transformările ei ulterioare, suferite ca urmare a tratamentelor termice sau mecanice, aplicate prin deformarea plastică la cald sau la rece.

În lucrare se tratează despre structura atomică, ionică şi electronică a materiei în reţele spaţiale, despre imperfecţiunile reţelei şi conexiunea dintre acestea şi deformarea plastică, elasticitatea şi plasticitatea aliajelor. Apoi se examinează din punct de vedere termodinamic, mecanismul şi cinetica transformărilor de fază, precipitarea din soluţii solide suprasaturate, recristalizarea aliajelor care au suferit deformări plastice la rece. Un ultim capitol se ocupă de studiul condiţiilor în care se produce ruperea materialelor mecanice.

Importanţa teoretică şi, nu mai puţin, practică a lucrărilor este evidentă.

Materialul, complex şi foarte variat oferit de volum, este organizat raţional în 15 capitole, bogat ilustrate cu figuri alese cele mai semnificative. Bogata bibliografie indicată permite celor interesaţi să adîncească, la nevoie, anumite probleme de detaliu.

Diferitele capitole sînt următoarele :

Cap. 1. Structura atomului. Evoluţia concepţiei despre structura atomică. Mecanica cuantică. Configuraţia electronică şi tabloul periodic al elementelor.

Cap. 2. Structura cristalină a metalelor. Reţele spaţiale şi sisteme cristaline. Structura ordonată a materiei. Forţa de legătură dintre atomi : ionică, covalentă, Van der Waals, metalică. Lantanidele şi actinidele. Relaţii cristalografice.

Cap. 3. Ionii şi reţelele metalice. Teoria clasică şi cuantică a căldurii specifice.

Cap. 4. Electronii în reţelele metalice. Teoria clasică şi cuantică a electronilor liberi. Zone de energie. Zone Brillouin. Suprafeţe Fermi. Conductori, izolatori, semiconductori. Teoria electronică a fazelor din aliaje.

Cap. 5. Elasticitatea şi plasticitatea metalelor. Deformaţii elastice, plastice, anelastice. Tensiuni. Deformarea elastică sau plastică a materialelor metalice la cald şi la rece prin alunecare sau maclare. Caracterul neomogen al deformării plastice. Legea lui Schmid. Ecruisarea.

Cap. 6. Imperfecţiuni în structura metalelor. Clasificare. Punctiforme. Liniare. Marginale. Elicoidale. Circuitul şi vectorul Burgers. Proprietăţile dislocaţiilor. Densitatea, cîmpul de tensiuni, energia, tensiunea liniară, mişcarea, acţiunea forţelor exterioare asupra dislocaţiilor. Curbarea lor. Surse. Interacţiunea şi trepte în dislocaţii. Mărimea vectorului Burgers. Tipuri şi grupări de dislocaţii. Interacţiunea dislocaţiilor cu defecte punctiforme. Punerea în evidenţă a dislocaţiilor. Imperfecţiuni de suprafaţă.

Cap. 7. Deformarea plastică în lumina teoriei dislocaţiilor. Alunecarea şi limita de curgere în cristale perfecte, sau reale. Explicarea ecruisajului : curba tensiune-deformaţie a monocristalelor. Cele trei stadii ale ecruisării. Structura materialelor deformate plastic. Durificarea soluţiilor solide. Influenţa limitelor intergranulare.

Cap. 8. Termodinamica, mecanismul şi cinetica transformărilor de fază din metale şi aliaje. Condiţii generale, condiţii termodinamice. Mecanismele. Cinetica transformărilor de fază.

Cap. 9. Cristalizarea metalelor. Metale lichide. Cristalizarea din topitură. Morfologia interferenţelor la cristalizarea metalelor. Cristalizarea din vapori.

Cap. 10. Structura aliajelor. Natura fazelor. Soluţii solide. Faze intermediare.

Cap. 11. Sisteme de aliaje. Generalităţi. Aliaje binare. Aliaje ternare.

Cap. 12. Transformări de fază în stare solidă. Transformările polimorfică, martensitică, eutectoidă, bainitică. Formarea soluţiilor solide din amestecuri bifazice, la încălzire.

Cap. 13. Transformări în stare solidă cu modificări ale compoziţiei chimice (descompunerea soluţiilor solide suprasaturate). Caracteristicile generale, forţa motrică, mecanismul, cinetica transformării.

Cap. 14. Recristalizarea materialelor metalice ecruisate. Termodinamica şi mecanismul transformării. Cinetica recristalizării primare. Termodinamica, mecanismul şi cinetica creşterii neîntrerupte a grăunţilor.

Cap. 15. Clasificarea ruperilor. Natura rezistenţei mecanice. Rezistenţa teoretică. Teoria ruperii fragile a materialelor amorfe. Teoria lui Griffitz şi ruperea materialelor metalice. Ruperea fragilă, ruperea ductilă, tranziţia ductil-fragil. Factorii care determină ductilitatea sau fragilitatea. Diagrama stării metalice. Ruperea la oboseală. Fluajul.

Fiecare capitol este urmat de bibliografia de specialitate.

Se pare că prezenţa unui capitol consacrat studierii importantelor procese de difuziune şi autodifuziune în metale şi aliaje nu ar fi conferit lucrării un plus de interes.

Apreciem că ar fi foarte util ca tratatele de înaltă ţinută ştiinţifică şi de largă documentare, cum este şi cel recenzat, să fie prevăzute cu un index alfabetic al noţiunilor şi al numelor, care să uşureze consultarea rapidă a lucrării.

Tratatul prezentat este de primă necesitate studenţilor, cadrelor didactice de specialitate de toate gradele, cercetătorilor de institute şi uzine, tuturor practicienilor care doresc să-şi perfecţioneze cunoştinţele.

Prof. ing. Constantin Wanyorek

ST. TEODORESCU, AL. FLORENŢIU. **Calculul de rezistenţă al aparatelor cilindrice de tip coloană,** — Bucureşti, Editura Tehnică, 1969.

Industria chimică din ţara noastră cunoaşte ritmuri înalte de dezvoltare. Caracterul complex al parametrilor funcţionali, presiune, temperatură şi coroziune, impune condiţii deosebite utilajelor chimice. Alegerea materialului de construcţie potrivit, nu mai scump decît este necesar, urmată de o corectă dimensionare cu folosirea întregii capacităţi de rezistenţă, este factorul principal de care trebuie să ţină seamă proiectantul de aparate chimice.Pentru o dimensionare economică, utilizînd coeficienţi de siguranţă minimi, este necesar să se determine cantitativ totalitatea sarcinilor care acţionează în sistem.

În lucrarea de faţă, autorii şi-au propus să stabilească relaţiile de calcul pentru o grupă importantă de aparate chimice şi de rafinării, pentru aparatele de tip coloană. Avînd la bază o serie de lucrări apărute în acest domeniu, autorii au reuşit să sistematizeze o parte din problemele complexe ce apar la calculul coloanelor şi să prezinte o lucrare de sinteză corespunzătoare.

În capitolul 1 se face o succintă trecere în revistă a situaţiei din punct de vedere al bibliografiei şi se prezintă cerinţele calculului în cazul specific al coloanelor.

Capitolul 2 conţine relaţiile de determinare a solicitărilor suplimentare, gravitaţionale, eoliene şi seismice (care se adaugă solicitărilor de bază, presiune sau vid).

În capitolul 3 se prezintă ca originală o metodă de predimensionare (deoarece toate calculele de coloană sînt de verificare), metodă care va permite utilizarea maşinilor electronice de calcul. Se stabilesc relaţiile de predimensionare a grosimii peretelui tronsoanelor de coloană autoportantă, în ipoteza solicitării determinante (seismică sau eoliană) şi pentru determinarea zonei critice.

Capitolul 4 cuprinde etapele calculului de verificare pentru mantaua cilindrică a coloanei : definitivarea tronsonării, calculul fibrei medii deformate, al deplasării datorite rotirii fundaţiei, perioadei proprii de vibraţie şi al eforturilor unitare efective.

În capitolul 5 se prezintă schema de calcul, iar în capitolul 6 se face o aplicaţie numerică pentru o coloană de fracţionare dintr-o instalaţie de distilare atmosferică.

Lucrarea cuprinde şi 10 anexe, auxiliare calculului solicitării gravitaţionale, sub formă de tabele şi diagrame.

Se remarcă o prezentare clară şi ordonată a problemelor tratate, care elimină dubiile sau interpretările, fapt foarte important pentru proiectanţii de utilaje chimice şi de rafinării cărora le este adresată această lucrare.

Totuşi, problemele tratate nu acoperă decît în mică măsură cazurile concrete din practică. Aşa după cum arată şi autorii, în cuprinsul capitolului 1, mai erau necesare următoarele : determinarea solicitărilor şi calculul de rezistenţă a elementelor componente ale sistemului de ancoraj, calculul eforturilor unitare meridionale ţinînd seamă de efectul de consolidare exercitat de talere şi funduri, şi calculul la stabilitate transversală, inclusiv calculul inelelor de rigidizare în cazul coloanei sub vid.

Considerăm de asemenea că trebuiau tratate şi o altă serie de aspecte importante din calculul coloanelor şi anume : influenţa sarcinilor excentrice pe coloane (condensatoare, conducte, macarale), forţele transmise de coloană scheletului metalic sau construcţiei de rezemare (atunci cînd coloana nu este autoportantă), efectul solicitărilor locale datorite rezemărilor, calculul eforturilor unitare în secţiunile slăbite (de exemplu în piciorul fals) şi metode de compensare, calculul eforturilor unitare termice ş.a.

Cu toate acestea, lucrarea este meritorie şi poate servi ca îndrumar şi orientare inginerilor din proiectarea de utilaj chimic şi utilaj de rafinării, ca şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior cu acest profil.

Ing. Gaius Tănase

Cronică

VEB Motorenwerk

Cunewalde — R.D.G.

Motoare Diesel mici şi pompe pentru agricultură

Motoarele diesel mici răcite cu aer de la uzina VEB Motorenwerk Cunewalde şi-au confirmat încă de mulţi ani calităţile în cele mai diferite ramuri ale economiei R.D.G. şi în străinătate.

Programul de producţie şi de livrare al acestei uzine cuprinde motoare pentru tractoare, pentru domeniul agricol, instalaţii de muls, aparate utilizate la combaterea dăunătorilor, pompe pentru irigare şi instalaţii de ploaie artificială. Începînd din 1963 uzina din Cunewalde s-a specializat în fabricarea de motoare diesel mici, iar în ultimii ani s-a reconstruit şi lărgit.

Seria constructivă modernă VD 8/8 de motoare diesel răcite cu aer cu cilindreea de 400 cm³ creată în VEB Motorewerk este cea mai mică mărime constructivă în intregul program IFA pentru motoare diesel mici. Seria constructivă constă dintr-un motor vertical cu un cilindru, un motor V cu doi cilindri şi unul cu patru cilindri. Sînt motoare în patru timpi cu cameră vîrtej şi răcire cu aer prin suflantă, care la execuţia în serie au, la turaţia nominală de 3 000 rot/min, o putere continuă II de 7,15 şi 30 CP. Gradul înalt de standardizare al părţilor constructive de peste 90 % din cadrul seriei constructive garantează o economicitate înaltă, iar stocarea pieselor de schimb este uşoară şi simplă. Toate piesele în mişcare se caracterizează printr-o capsulare eficace ; puţinele elemente de deservire sînt ordonate clar. În acest fel, chiar şi în condiţiile grele de funcţionare - ca de exemplu în agricultură - este necesară numai o întreţinere limitată.

Construcţia din metal uşor asigură o greutate relativ mică a motorului, ceea ce conduce la un raport favorabil greutate/ /putere, care se cere de la agregate moderne. Un alt avantaj pentru cei ce utilizează motoare din aceste unităţi mici este volumul constructiv mic în raport cu puterea.

Prin diferitele variante de execuţie şi de transmisie se simplifică mult potrivirea motoarelor pentru diferite scopuri de montare. Ca variante sînt de exemplu pornire manuală şi electrică, transmisie de la volant cu 3 000 rot/min şi de la arbore cu came cu 1 500 rot/min, tip de transmisie la cap de arbore, transmisie prin disc cu curea trapezoidală sau plată şi montarea unui ambreiaj normat de vehicul sau a unui ambreiaj centrifugal.

În prezent se fabrică motoarele VD 8/8-2 în peste 100 de execuţii, care sînt cuplate într-un sistem raţional şi fiecare poate fi montat pe un anumit tip de motor de bază.

Pentru sarcini variabile se pot livra şi serii de acţionare (power pack) cu toate cele trei tipuri, ce sînt echipate cu un cuplaj de conectare şi pot fi folosite în diferite locuri.

Datorită construcţiei universale a acestei secţii constructive motoarele se pot utiliza multilateral şi variat. Consumatorii principali sînt în special industria transporturilor (pentru vehicule rutiere şi fluviale), agricultura, construcţia de agregate şi industria construcţiilor. Motorul 4 VD 8/8-2 se utilizează şi la şasiul autopropulsat RS 09/124 de la VEB Traktorenwerk Schönebeck. Aceasta, folosit în principal în agricultură, se utilizează larg, în diferite execuţii speciale, şi în alte domenii. În alt exemplu este vehiculul Multicar 22 (capacitate de încărcare 2 t) de la VEB Fahrezugwerk Waltershausen acţionat de un motor 2VD 8/8-2. Acest vehicol este foarte mult utilizat şi apreciat pentru transporturile la mică distanţă din industria şi economia R.F.G. şi din străinătate.

Un alt vehicul mic foarte mobil este dumperul mic de la VEB Eisenbau Mölkau cu motorul 2 VD 8/8-2.

Se fabrică un tractor industrial mic avînd la alegere motorul 2 VD 8/8-2 sau 4 VD 8/8-2. Capacitatea portantă a ridicătorului este de 320 kg.

Agregatul de maşini al cunoscutei instalatii de muls pe cîmp de la VEB Impulsa Elsterwerda cu motorul diesel 1 VD 8/8-2 livrează energia pentru instalaţia de muls şi iluminare.

Pentru întreaga serie constructivă de motoare se fabrică agregate de pompare cu flanşe tip constructiv monobloc, la care pompa este montată liber la carcasa motorului şi nu are un lagăr propriu, pentru instalaţii de aspersiune al întreprinderilor din R.D.G.şi străinătate. Aceste agregate se pot livra mobile sub forma unei remorci cu un ax sau pe un cadru de bază transportabil.

O altă serie constructivă de pompe pentru toate trei tipurile de motoare, cu debite mai mari şi presiuni mai mici, a fost creată în 1969. Agregatele cu motoare cu 1 şi 2 cilindri sînt executate de asemenea în tip constructiv monobloc. Aceste pompe livrează la o înălţime de 12,5 m col. apă un debit de 90, 180 şi 400 m³/h. În acest fel, aceste agregate sînt deosebit de potrivite pentru scopuri de irigaţie.

Pompa centrifugă absorbantă pentru apă murdară de la VEB Feuerlöschgäretewerk Jöhstadt este acţionată de un motor diesel 1VD 8/8-2.

Pentru producerea de energie electrică există agregate generatoare diesel prevăzute de asemenea cu întreaga serie constructivă, de exemplu agregatele de la VEB Fimag-Finsterwalde cu motorul cu unu şi doi cilindri. Firma suedeză Marine-Montage produce un agregat generator cu motorul 4VD8/8-2.

Un agregat pentru sudare, ca instalaţie mobilă Arcobil II creat de firma kjellberg, Finsterwalde, posedă pentru acţionarea generatorului de sudură un motor 4VD 8/8-2.

Aceste exemple indică nu numai multiplele posibilităţi de utilizare ale motorului seriei constructive VD 8/8-2, ci ele sînt totodată un stimulator pentru mcanizarea şi mai departe în agricultură.

VEB Kombinat

ORSTA — Hydraulik — Leipzig, R.D.G.

Echipamentul hidraulic a devenit, alături de cel pneumatic şi electrotehnic-electronic, un factor important şi hotărîtor pentru revoluţia tehnică, mecanizarea şi automatizarea în toate ramurile industriale.

Echipamentul ORSTA-Hydraulik-Original-Standard-Hydraulik- al Republicii Democrare Germane oferă prin sistemul constructiv închis pentru ramurile industriale aceste posibilităţi de aplicare.

Sistemul constructiv ORSTA-Hydraulic cuprinde aparate pentru producători sub presiune, consumatori sub presiune, organe de reglare şi comandă precum şi utilaje hidraulice complete şi instalaţii ce se pot monta.

Datorită parametrilor tehnici excelenţi ai acestor aparate, utilizarea echipamentului ORSTA-Hydraulik s-a impus şi confirmat de mulţi ani.

Ramura industrială ORSTA-Hydraulik a Republicii Democrate Germane exportă aceste utilaje în peste 30 de ţări.

Domeniile principale de aplicare sînt : construcţia de maşini agricole şi tractoare, construcţia de maşini-unelte, construcţia de maşini pentru prelucrarea materialelor plastice şi elastice, construcţia de vapoare, construcţia de vehicule, construcţia de maşini pentru construcţii de drumuri şi maşini de construcţii precum şi tehnica de extracţie.

Ca un produs excelent în cadrul sistemului construcţiv ORSTA-Hydraulik se poate evidenţia pompa cu angrenaje cu joc de compensare axial, care la Tîrgul de primăvară din Leipzig în 1966 a obţinut Medalia de Aur.

Prin aplicarea acestor aparate în instalaţii ale construcţiei de maşini-unelte, ale construcţiei de prese şi în alte ramuri industriale s-au obţinut procese importante de automatizare şi mecanizare. Pentru mijloacele de forţă şi comandă tradiţionale productivitatea muncii a crescut de peste 30 ori. Cu ajutorul ORSTA-Hydraulik se echipează linii automate pentru construcţia de vehicule şi automobile. În acest fel se obţin creşteri deosebite ale productivităţii muncii prin utilizarea favorabilă a spaţiului.

Ramura industrială ORSTA-Hydrauluk a Republicii Democrate Germane se străduieşte continuu să lărgească acest sistem constructiv. Prin aplicarea de utilaj ORSTA-Hydraulik se oferă posibilitatea unei automatizări şi mecanizări cuprinzătoare în condiţii avantajoase ale instalaţiilor, precum şi de a echipa produse complete ale producătorilor finali cu produse cu înalte performanţe.

TECHNOCOMMERZ –
Întreprindere de comerţ exterior a R.D.G.

Technocommerz GmbH este o întreprindere de comerţ exterior a Republicii Democrate Germane. În relaţii comerciale cu parteneri din circa 40 de ţări, TECHNOCOMMERZ se străduieşte să trateze, principiul avantajului reciproc, produse cu înalte calităţi de utilizare şi care încorporează nivelul tehnicii mondiale cele mai înalte. Aplicînd consecvent acest principiu încă de la crearea sa, produsele exportate de această întreprindere de comerţ exterior se bucură de o popularitate tot mai crescîndă.

Pentru programul multilateral de export s-a creat o organizaţie raţională de desfacere în toate ţările partenere precum şi un serviciu care poate interveni după necesitate. Aceştia sînt factorii hotărîtori, care determină marea încredere pe care o acordă clienţii şi interesaţii pentru TECHNOCOMMERZ GmbH.

Ramurile industriale reprezentate de firma TECHNOCOMMERZ GmbH motoare Diesel, pompe şi compresoare, tehnică de climatizare a aerului şi tehnica frigului, armături şi hidraulică, construcţia instalaţiilor de centrale de forţă inclusiv producţia de accesorii precum şi galvanotehnica realizează prin muncă intensivă de cercetări şi dezvoltări şi prin valoarea experienţei de producţie îndelungată produse de înaltă calitate, care corespund exigenţelor celei mai variate. În afară de acestea toate aceste întreprinderi de străduiesc să satisfacă în mare măsură dorinţele individuale ale clienţilor şi interesaţilor. În acest fel se creează posibilităţi de creare a variantei optime a soluţiei unei probleme specifice după necesitatea fiecărui client.

Pentru a putea corespunde şi mai mult acestei condiţii de bază în 1968—1969 s-a hotărît ca majoritatea întreprinderilor existente să fie concentrate în combinate mari, cu economie efectivă, clasificate după grupe de produse. În acest fel, clienţii au posibilitatea de a putea alege o ofertă complexă, care cuprinde toate avantajele mai sus indicate.

Muncitorii de la VEB Kombinat Dieselmotoren und Industrieanlagen ,,Karl Marx'' din Magdeburg, de la combinatul pompe şi compresoare din Halle şi de la Veb Kombinat Armaturen ,,Karl Liebknecht'' din Magdeburg, ai VEB Kraftwlaksamlagenbau din Berlin, de la VEB Kombinat Luft-und Kältetechnik din Dresda, de la VEB Kombinat ,,ORSTA-Hydraulik'' din Leipzig şi de la VEB Galvanotechnik-Leipzig depun toate eforturile pentru a justifica încrederea acordată de statul lor prin crearea de produse care să contribuie la întărirea tradiţionalului bun renume al acestor produse, al combinatului şi totodată la întărirea prestigiului patriei lor.

Revista Revistelor

TZ für praktische Metallbearbeitung

nr. 1/70

Hermann, R. : Finisarea pieselor pe strunguri automate cu un spindlu după retezare.

Brosinsky, H. : Fotografii ,,Stereoscan'' şi filme ,,Fax'' a suprafeţelor de fontă din cilindrii motoarelor.

Bassal, J. : Maşini de şlefuit suprafeţe plane.

Spann, G. : Alegerea unui procedeu de prelucrare optim pentru şlefuitul formelor obişnuite de filet după sistemul de şlefuit cu unul sau mai multe profile.

Feinhaner, E. : Maşină cu tact circular pentru strunjire, găurit şi tăiat filet într-o singură fixare.

Gehring, R. : Dispozitive optice de măsură în construcţia maşinilor—unelte.

Schekulin, K. : Influenţa materiilor de uns şi răcire degradabile biologice asupra materialelor maşinilor şi asupra lacurilor.

Stumpp, A. : Curăţitul lichidelor de uns şi răcire cu ajutorul instalaţiilor de hidrociclon.

Kronenberg, M. : Prelucrarea metalelor în U.S.A. şi în U.R.S.S.

Niesyt, G. : Maşini-unelte de aşchiere la tîrgul internaţional al XI, Brünn 1969.

nr. 2, 1970

Gerlach, B. — Stadiul actual al maşinilor speciale de aşchiere (partea I).

Pommer, W. — Utilizarea economică a capetelor cu mai multe spindluri.

Walker, H. — Operaţii suplimentare în timpul rotaţiei spindlului pe automate cu un şpindlu.

Hansjoachim — Concluzii privind comportarea la rodaj a cilindrilor de fontă a motoarelor prin confruntarea imaginilor pe film ,,Fax'' cu fotografiile Stereoscan.

Bäuml, K. — Influenţa costului maşinilor şi uneltelor asupra timpului de oprire T_{ok} şi vitezei de tăiere v_{ok} celor mai favorabile din punct de vedere al costului.

Paetzold, W. — Cuplajul comenzilor de urmărire în funcţionarea maşinilor şi unităţilor acţionate cu aer comprimat.

Kronenberg, M. — Prelucrarea metalelor în S.U.A. şi în U. R. S. S.

Goldsche, J. — Comportarea în exploatare şi precizia maşinilor comandate numeric.

Fetzer, H. — Programarea mecanică a maşinilor NC cu calculatoare mici.

Götzfried, F. — Necesitatea organizării economice a muncii în fabricaţia mijloacelor de lucru şi în cea individuală.

nr. 3/1970

Wöllner, J. : Maşinile moderne de formare la rece conţin atît curgerea laminară cît şi operaţia de refulare.

Stutzke, F. : Transformare combinată nouă cu ajutorul maşinilor de profilat benzi cu dispozitive suplimentare.

Stutzke, F. : Procedeul ,,Zyglo-Pesrex'' de examinare a materialelor fără atacarea acestora.

Gerlach, B. : Stadiul de dezvoltare a uneltelor speciale de aşchiere (Partea 2).

Matuszewski, H. : Construcţia dispozitivelor de prindere a pieselor de prelucrat cu masă plastică ca transmiţător a presiunii (Partea I).

Walker, H. : Posibilităţi suplimentare de prelucrare cu automate rotative cu un singur fus în cazul opririi sau poziţionării fusului de lucru.

nr. 4/1970

Bartel, A.A. : Probleme de uns angrenaje în lumina cercetării pagubelor.

Gehring, R. : Construcţii moderne de angrenaje pentru sporirea eficacităţii la maşini de prelucrat.

Alvermann, I. : Posibilităţi şi domenii de utilizare ale uneltelor cu aer comprimat.

Schütz, A. : Posibilităţi de îndepărtare a precipitaţiilor uleiului de ungere în exploatările prelucrătoare de metale

Matuszewski, H. : Construcţia mandrinelor de fixare a pieselor de prelucrat, transmiţînd presiunea prin materiale plastice.
Burghart, Gerlach. : Stadiul de dezvoltare a maşinilor speciale de aşchiere.
Niesyt, G. : Maşini-unelte de aşchiere la tîrgul XI internaţional din Brünn 1969.
Ziewer, H. : Metode moderne de lăcuire.
Suich, S. : Consideraţii economice şi avantaje ale electrozilor de mare productivitate la maşinile manuale de sudură.
Krionenberg, M. : Prelucrarea metalelor în alte continente şi în U.R.S.S.
Engelshinchen, W.H. şi *Reckziegel*, : Maşini ,,NC'' şi programarea lor cu EXAPT. Dezvoltarea şi standardizarea sistemelor de programare.
Burmester, G. : Influenţa evacuării deşeurilor şi costul fabricaţiei.

Maschinenmarkt

nr. 16, 21.II.1970

Mittrop, F. — Lipitul, un mijloc raţional de legătură.
Staege, M. — Dispozitive pentru alimentarea maşinilor-unelte automate.
Hoffmann, E. — Automate pentru sudarea în masă.

nr. 17, 24.II. 1970

Himmler C.R. — Programarea electrică a curenţilor de lichide.
Wunsch, F. — Material de etanşare şi material de ungere — — acţiuni alternante.
Bláha, I. — Regulator hidraulic radial la pompele diagonale.
Johann, W. — Capacităţi ridicate de încărcare cu ajutorul macaralelor portal.
Bast, F. — Sistemul ,,Roll-on-roll-off'' pentru încărcatul vapoarelor.
Hoepke, E. — Axul ambreiajului la camioane mari.
Fuchs, H. şi *Kirschstein, W.* — Segmenţii de piston cocsificaţi reduc puterea motorului.
Monsberger, J. —Ridicarea fără întrerupere a încărcăturilor de obiecte izolate.

nr. 19, 3 III. 1970

Krug, H.— Condiţii pentru şlefuitul cu viteze ridicate.
Draut, H. F. — Şlefuitul cu viteze ridicate. Rezultatele — economia.
Todarow, N. — Vibraţii la şlefuit.
Varga, G. — Inerţia pietrelor de polizor. Ondulanţa şi suprafaţa.

nr. 20, 6.III. 1970

Wagner, R.—Analiza procedeului de poziţionare la maşinile NC.
Meuters, F. — Măsuratul fără întrerupere a grosimii stratului de zinc.
Rubo, E. — Spargeri spontane la rezevoare de presiune.
Rub, F. Unelte electrice racordate la reţeaua de lumină.

nr. 21, 10. III.1970

Hagedorn, L. — Comanda mişcărilor cu ajutorul curbelor simetrice de cuplaj.
Wedemeyer, E. A. — Tehnica unsului.

nr. 22, 13.III. 1970

Folkhard, E. — Sudura oţelurilor austenitice.
Schönherr, W. — Unghiul duzei la tăierea prin ardere şi viteza de tăiere.
Teske, K. Precizia la tăierea prin ardere.
Pelivaens, K. — Dezvoltarea automatizării în tehnica lipirii automate.

nr. 23, 17. III. 1970

Radtke, H. — Arcuri pentru unelte de ştanţare.
Eder, E. — Cinematica deformaţiei la refulare.
Dieball, H. — Stocuri maxime, minime şi optime în magazii.
Ahlbarn, H. — Plasticitatea la transformare

nr. 24, 20. III. 1970

Bottcher H. — Zincarea la cald, o protecţie avantajoasă contra ruginii.
Drodten, P. — Oţeluri de construcţie cu rezistenţa mărită la intemperii.
Finnern, B. — Nitrurarea în baie, prelucrare termică cu întîrzieri reduse.

Die Maschine

nr. 4/1970

Hultzsch, E.: Despre măsuratul frezelor.
Maier, I. : Zgomote. Sursa, producerea şi măsuratul lor.
Behnisch, H. : Continuarea dezvoltării în tehnica tăiatului prin tăiatul cu plasmă.
Bartz, W. I. : Principiile ungerii angrenajelor. Raport al institutului de cercetare a ţiţeiului, Hannover.
Tope, H. G. : Zgomote produse de curelele plate.
Maier, I. : Zgomote produse de roţi dinţate. Privire de ansamblu asupra publicaţiilor.
Birkle, H. G. : Posibilitatea de autofrînare la angrenajele suprapuse.
Jarchow, F., *Langenbeck, K.* Angrenaje suprapuse la acţionarea benzilor transportoare.
Weiss, L. : Angrenaje cu reglaj mecanic continuu în combinaţie cu angrenaje planetare pentru reglajul fin şi ramificarea puterii.
Schönenberg, W. : Cuplaje noi supraelastice adaptabile în mod optim la condiţiile de montaj date.
Ehlers, H. R. Materiale organice de frecare şi lamele sinterizate pentru utilizarea uleiului. Elemente pentru construcţia cuplajelor şi angrenajelor.
Andréason, S. : Trecerea curentului electric prin palierele cu rulmenţi.
Lansky, Z. L. : Despre calculul, montajul şi îngrijirea cilindrilor hidraulici şi de aer comprimat.
Marggraf, D. : Stadiul dezvoltării compresorilor cu zgomot amortizat.
Pohl, A. : Probleme de etanşare în construcţia maşinilor şi aparatelor.
Enke, C. G. : Avantajele, alegerea şi metodele în protecţia prin materiale plastice.
Klein, W. : Instalaţie mare de lăcuit în circuitul de producţie ale unei întreprinderi moderne.
Niesyt, G. : Maşini unelte de aşchiere la tîrgul internaţional al XI-lea din Brünn 1969 Partea 2 : Maşini-unelte convenţionale.
uich, W. : Marele congres de sudură 1969 cu ocazia celui de al 7-lea tîrg internaţional în domeniul sudării şi tăierii.
Herrmann, J. şi *Reckziegel, D.* : Maşini NC şi programarea lor cu EXAPT. Partea I : Importanţa maşinilor NC în cadrul fabricaţiei industriale.
Scholz, P. : O maşină nouă de forjare în lung cu comandă numerică.
Langheinrich, G. : Rezumarea în tabele de prelucrare sînt periculoase, de aceea atenţie la precizii.

The Heating and Ventilating Engineer and journal of air conditioning

Vol. 43, nr. 512, martie 1970

Aucott, A. T. : Folosirea calculatoarelor electronice în birourile tehnice de studiu pentru industria construcţiilor
— Condiţionarea aerului prin recuperarea căldurii pierdute.
Livingstone, F. C. : Încălzirea şi ventilaţia în hoteluri.
Luff, M. G. : Determinarea suprafeţei de încălzire.

Vol. 43, nr. 513 — aprilie 1970

Mulholland, J. R. : Condensarea pe geamurile duble ale birourilor cu aer condiţionat.
Robert, J. Aubrey : Utilizarea calculatoarelor electronice de către arhitecţi şi ingineri în S.U.A.

Johnson, M. H.: Instalarea aerului condiţionat fără întreruperea producţiei.

Hough, B. J.: Aerul condiţionat la locuinţă — o privire în viitor.

Arnold, R. S. — c. Culloch: Efectul influenţelor regionale asupra pieţei pentru centrale de încălzire pentru locuinţe.

Neue Technik im Büro

1/70 — Febr. 1970

Roshnov, V. S., Cistova, L. V. — Folosirea maşinilor automate pentru contabilitate la Banca de Stat din U.R.S.S.

Fahr, K., Hampel, W., Sporbert, H. D. — Integrarea parţială în comerţ, cu ajutorul ansamblelor de gestiune şi a facturierelor contabile automate.

Irmscher, K. — Interdependenţa domeniilor de aplicaţie.

Blankenburg, H. — Raţionalizarea pregătirilor tehnologice ale fabricaţiei cu ajutorul unui ansamblu automat de gestiune.

Beck, I., König, E. — Facturierele contabile automate folosite într-o fabrică de bere.

Hendrich, R. — Verificarea numerelor cu ajutorul facturierelor contabile automate SOEMTRON.

Pilz, E. — Calculul informaţiilor cu ajutorul unei maşini contabile automate.

Mildner, G. — Mijloacele organizării în sistemul de tratare a informaţiei.

2/70

Gosemann, H., Heiden, E.: Aparate pentru înregistrarea datelor în bande perforate.

Fahr, K., Hampel, S. Sporbert, H. D.: Clasificarea bandelor perforate cu ajutorul unui facturier contabil automat.

Sinnhöfer, M.: Folosirea unui facturier contabil automat cu memorie adiţională în comerţul cu articole electrotehnice din Suedia.

Dassow, M., Müller, H.: Maşini contabile automate AS-QWSCOTA în Japonia.

Hobe, M.: Locuri de muncă funcţionale pentru constructori.

Ihle, G.: Maşini de scris standard OPTIMA cu claviatură arabă.

Ewert, A.: Un calcul uşor al cifrei-test, o privire matematică.

Maschinenmarkt

29.V.1970

Iaeschke, D.: Calculul prin proces comandă sistemul de acumulare circular.

Scharf, H.: Automobilul trebuie parcat.

Steinhardt şi *Günther, V.*: Buloane de legătură circulare suprarezistente, pretensionate în construcţiile de oţel.

Kovács, F. W.: Angrenaje plate cu articulaţie cu două sensuri de întoarcere.

Schwedes, I. şi *Kurz, P.*: Ajutoare de transport a buncărelor de grohotiş.

2.VI.1970

Tuffentsammer, K. şi *Schekulin, K.*: Metoda de prelucrări abrazive.

Betaneli, Artschil, I.: Rezistenţa din punct de vedere al fragilităţii la tăişul uneltelor.

Dsamojew, B.: Fragilitatea metalului dur la frezarea frontală.

Stan, C. H.: Exemple de lucru ale automatelor rotative de copiere.

5.VI.1970

Hain, K.: Angrenaje curbe cu rolă de avans.

Fischer, H.: Curbe pentru rotunjirea bazei dinţilor la roţile dinţate cilindrice.

Droscha, H.: Sisteme noi de construcţie ale angrenajelor mecanice staţionare.

9.VI.1970

Haufe Willi: Stadiul de dezvoltare a cuţitelor de strung.

Caspers C. H.: Controlul calităţii în exploatarea turnătoriilor.

Grothus, H.: Calculul în lucrările de reparaţie.

Reinsch, H. H.: Utilizarea materialului sintetic la valorificarea rumeguşului de lemn.

12.VI.1970

Cihal, Vl., Desestret, A., Froment, M. şi *Hagner, G. H.*: Coroziunea intercristalină a sudurilor.

Hummitzsch, W. şi *Juretzko, G.*: Sudura fontei cu conţinut de bule de grafit.

Niessen, J.: Sudura oţelurilor sinterizate.

Chutsch, L.: Formarea de fisuri în legăturile sudate.

13.VI.1970

Schuchart, P.: Separarea particulelor mici,solide sau lichide, din gaze.

Döring, G.: Bioingineri, o noutate în Germania.

Tsukumo, U. şi *Jasuhira I.*: Dezvoltarea unui rezervor cu pereţi multipli.

Gerd, K.: Dispozitiv cu role pentru izolarea vibraţiilor.

Brockmann, W.: Comportarea din punct de vedere al rezistenţei la metalele „încleiate".

Eissner, L. şi *Maurer, Th.*: Materiale sinterizate suprapoaroase în filtraţie.

16.VI.1970

Chamonard, A.: Costul pieselor brute pentru piese simple obţinute prin matriţare.

Reinsch, H. H.: Unelte din material sintetic pentru formarea fără aşchiere a tablei.

Caspers, M. H.: Cît de bun este font acu conţinut de grafit în lamele.

Brockmann, W.: Aplicaţiile tehnicii „încleitului" în construcţia de recipiente.

Rapp, Z.: Tratamentul termic al pieselor forjate din oţel.

19.VI.1970

Narten, M.: Deservirea comenzilor pneumatice.

Göhner, A. şi *Conscience, G.*: Producerea aerului comprimat şi deservirea instalaţiilor.

Reinsch, H. H.: Comanda pneumohidraulică de frînare şi întoarcere.

Grosser, D.: Comenzi hidraulice dependente de timp.

Die Maschine

nr. 6 — iunie 1970

Ambach, G.: Automatizarea presupune cunoştinţele de bază referitoare la tehnica comenzilor electropneumatice şi electrohidraulice.

Kochan, D.: Programarea raţională a maşinilor NC cu ajutorul „SYMAP". (Programare simbolică cu maşini).

Schmid, K.: Introducerea unor dispozitive de avans hidropneumatice la maşinile-unelte.

Ulrich: Sistem de reglare adaptabil ACEMA pentru maşini rotative şi freze.

Greiner, H.: Caracteristica cuplului la acţionări cu turaj reglabil.

Timtner, K.: Posibilităţi de utilizare, funcţionare şi variantele de execuţie ale controlului alunecării.

Kreizel, W.: Un nou aparat cu un flanc pentru controlul rostogolirii la roţile dinţate cilindrice.

Sanitär — Heizungstechnik nr. 6 iunie 1970

Kemper, G.: Uleiuri termice în sisteme de transmitere a căldurii fără presiune.

Weber, A. P.: Radiaţia de căldură a radiatoarelor în formă de plăci.

Wiethaup, H.: Supravegherea instalaţiilor de încălzire cu combustibili solizi în încălziri centrale şi sobe în Wertfalia.
Thummernicht, W.: Instalaţii de baie pentru braţe şi picioare cu deservire automată.
Schrowang, H.: Electrotehnică pentru constructorii de instalaţii de încălzire şi ventilaţie.

TZ nr. 5 — mai 1970

Drews, K.: Înclinarea săniei la mişcarea longitudinală a săniilor de la maşinile-unelte cu glisiere rectangulare.
Gerlach, B.: Stadiul de dezvoltare a maşinilor-unelte speciale de aşchiere.
Schubert, H. D.: Costul producţiei la lucrări de aşchiere cu scopul determinării vitezei economice de tăiere.
Kraft, W.: Unelte din aliaj dur pentru formarea la rece a oţelului şi a metalelor neferoase.
Kirchner E.: Posibilităţi de optimizare la prelucrări rotative de aşchiere cu considerare specială a maşinilor rotative cu comandă numerică.
Uhle, H.: Pericol de moarte prin nitro-gaze!
Stan, C. H.: Cînd sînt economice maşinile rotative comandate numeric.
Hohman, E.: Metode de calcul al rentabilităţii la investiţiuni.

Schweisstechnik nr. 6 — iunie 1970

Czesany, G.: Calculul preţului de cost la sudura semiautomată „MAS" (cu gaz metaloactiv) şi cea cu CO_2.
Galan P. şi *Knyrim, W. D.*: Comportarea materialului 10 Ni 14 la tăiere şi la sudură.
Prinz, E.: Experienţe cîştigate la tăierea cu plasmă a oţelurilor aliate şi a metalelor neferoase.

Metals & Materials and Metallurgical Reviews

Nr. 6 — 1970

Ivor Jenkins — Dr. Harlod Moore, o apreciere.
Singer, A.R.E. — Principiile rulării prin pulverizarea metalelor.
Moore, D. C.: — Factorii care limitează utilizarea largă a cuprului şi a aliajelor sale în uzinele chimice.
Macken, P. J.: Controlul calităţii la turnarea în forme de nisip pentru aliaje pe bază de cupru.
Burdett, C. F., Queen, T. J. — Rolul dislocărilor în amortizoare (II).

Ingénieurs de l'automobile

(Journal de la S.I.A.).

Nr. 6. 1970

Jean Brocard — Încercările în suflerie aerodinamică în afara industriilor aerospaţiale.
Garnier, J., Bardi, G., de Fourlou. — Tendinţe economice şi tehnice ale vehiculului industrial în 1970.
Touache, F. — Învăţămîntul tehnic şi reparaţia automobilelor.

A.T.A.

Nr. 4. — 1970

Turello, U. — Consideraţii generale asupra controlului de calitate în Japonia.
Cantarelli, V. — Controlul de calitate în industria japoneză.
Gerd, V. Bennigsen. — Un nou element de etanşare pentru camerele de ardere ale motoarelor cu ardere internă.
Arelli, A. — Consideraţii asupra amortizării hidrodinamice la autovehicule.
Ferrigno, E. — Efectele variaţiei alimentării asupra frînării.

Elettrauto

nr. 114 — martie 1970

Electricitatea în serviciul aerului comprimat.
Tehnica iluminatului — faruri difuzoare.
Radioul pentru automobile.
Ultimele noutăţi asupra automobilului electric.

Al 40-lea salon internaţional de la Geneva

nr. 115—1970

Magneţi sistem volan Wico.
Citroen SM — automobil de avangardă

Revue Générale de Thermique

mai 1970

Missenard, A. — Conductivitatea termică în lichidele organice ale unei serii sau ale unui grup de lichide.
Peyturaux, M. — Radiaţiile solare.
Guilman, J. — Extinderea centralei termice din Nantes-Chevîré.

The Heating and Ventilating Engineer and journal of air conditioning

mai 1970

Ludgater, A. G. — Proiectarea, dezvoltarea şi distribuţia echipamentului comercial de încălzire.
Livingstone, F. C. — Încălzire şi ventilaţie în horticultură.

Le Tracteur et la machine agricole

7 — 1970

Zihlmann, F. — Calculul preţului de cost al materialelor agricole.

La Fonderia Italiana

4 — 1970

Marinari, C. — Cîteva consideraţii practice asupra inoculării fontei.
Manfioletti, A. Industria magneziului în Italia.
Bates, P. A. — Tehnica topirii şi turnării aliajelor cupru-aluminiu.

Ingegneria

4 — 1970

Ivo Angelini — Transportul urban în Milano.
Giuseppe Liuzzo, Enzo Sebastiani, Enrico Moretti. — Caracterizarea termodinamică a sistemelor cu metoda Scheller
Enes D'Anbrogio — Asupra caracteristicii de precizie a nomogramelor cu puncte aliniate.

5 — 1970

Umberto Bardeli — Sisteme noi de măsură a temperaturii şi aplicaţiile lor.
Giovani Bianchi — Proiectarea cinematică a unui mecanism articulat pentru întinderea firelor.
Italo Baldini — Zgomotul — un factor important al lipsei de productivitate.
Roberto Brevi, Maurizio Ciemo — Asupra dependenţei schimbului de căldură faţă de titlul amestecurilor bifazice în regim ultracritic.

Mesures — Régulation — Automatisme

6 — 1970

Deroy, B. — Ozmometru transportabil.
Salle, H. — Obturator rapid cu funcţionarea în vid.
Staloer, G. — Utilizarea calculatoarelor numerice pentru comanda şi reglarea proceselor industriale.
Broch, I. P. — Asupra distrugerilor datorate vibraţiilor.

Souder

mai 1970

— Dezvoltări recente în sudarea cu arc sub flux
Sudura cu arc pulsat
— Sudura metalelor diferite

Marine Engineer and Naval Architect

mai 1970

— Vasul pentru containere AJCL
— Noi turbine germane pentru propulsie
— Vedete rapide propulsate cu turbină cu gaze
— Un plan suedez pentru raţionalizarea fabricaţiei de motoare
Turbină cu gaze radială fabricată în Norvegia

Gas and Oil Power

mai-iunie 1970

— O centrală diesel electrică de 17,5 MW în Wales
— Motoarele SEM T — Pielstik — PA6—280

Belgique Automobile

3 — 1970

Pierre Leleux — Noile automobile Sunbeam 1250/1500.
Pierre Leleux — Noul cupeu Citroen SM
Noul cupeu Alfa Romeo-Montreal.
— Mercedes-Benz C 111/1970.
— Noul Opel Commodore GS/E.
— Chevrolet Camaro 1970.
— 2000 km cu Fiat 128.

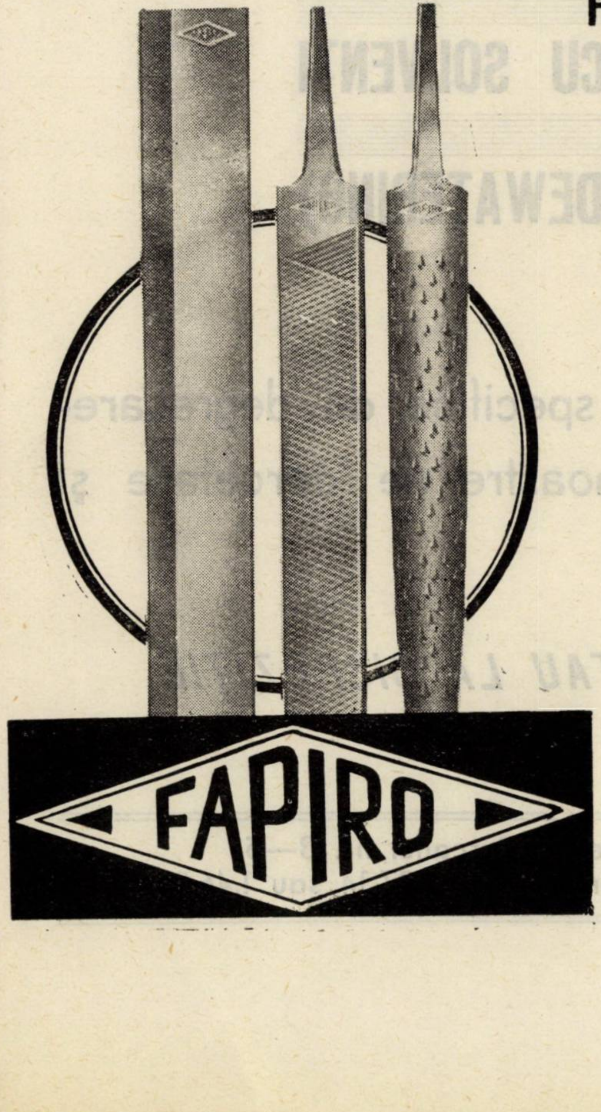
5 — 1970

Pierre Leleux — Noul autoturism compact american AMC-Coremlin.
Pierre Leleux — Renault 12 TL.
Pierre Leleux — Încercare pe cale a autoturismului Datoun 1800.

Motori-Torino

mai-iunie 1970

— *Ferruccio Bernabo* — 228 000 000 autovehicule în circulaţie
— *Rafaelle Sanguinet* — Mercedes C 117/1970
— *Michelle Fenu* — Raliuri: ca şi tot-teren, dar cu 100 km/oră; Fiat 128.
— *Armando Boscolos* — Motoare outbord.



FABRICA DE PILE BUCURESTI

Produce si livrează:

o gamă variată de pile, raşpele şi cuţite

- Pile pentru prelucrarea metalelor: late, triunghiulare, pătrate, rotunde etc.
- Pile pentru ascuţit: late, triunghiulare şi rotunde
- Truse pile auto
- Truse pile ac
- Raşpele: lemnar, potcovar, cismar etc.
- Cuţite: abricht, tocător, de grosime, pentru tăiat hîrtie, ghilotină etc.

Calea Ferentari nr. 62 Sect. 6 Bucuresti Tel 23.28.80

uzina AZUR

produce o gamă largă de agenţi moderni de curăţare, degresare, spălare şi uscare a pieselor şi suprafeţelor metalice feroase şi neferoase, a buteliilor de sticlă etc.:

DEGRESANȚI PRIN PULVERIZARE

DEGRESANȚI PRIN IMERSIUNE

AGENȚI DE SPĂLARE CU SOLVENȚI

AGENȚI DE USCARE (DEWATERING)

pentru rezolvarea problemelor dv. specifice de degresare-curăţare, adresaţi-vă serviciilor noastre de cercetare şi tehnic.

SPECIALIȘTII NOȘTRI VĂ STAU LA DISPOZIȚIE

Uzina AZUR — Timişoara
Spl. Peneş Curcanul nr. 3—5
Telefon 1.37.13—1.37.14 sau 1.46.35

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

STR. EROU IANCU NICOLAE NR 32 ● SECTORUL 2 ● TELEFON 33.38.30 ● TELEX 011203

IPRS
BĂNEASA
β

produce:

PIESE RADIO

- Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
- Rezistoare bobinate
- Termistoare
- Condensatoare cu poliester
- Condensatoare cu polistiren
- Condensatoare electrolitice normale
- Condensatoare electrolitice miniatură
- Condensatoare ceramice
- Condensatoare hîrtie — uz general
- Condensatoare de hîrtie metalizate
- Condensatoare telefonice
- Condensatoare auto
- Condensatoare pentru tuburi fluorescente
- Cablaje imprimate

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE

- Transistoare cu germaniu, de joasă frecvenţă
  - — de mică putere
  - — de medie putere
  - — de putere
- Transistoare cu germaniu, de înaltă frecvenţă
  - — de mică putere
  - — drift de mică putere
- Diode cu germaniu cu contact punctiform
- Redresoare cu germaniu de medie putere
- Fotodiode cu germaniu
- Diode redresoare cu siliciu
  - — de mică putere
  - — de putere
- Diode stabilizatoare de mică putere cu siliciu

I.P.R.S. — Băneasa editează, în cursul anului 1970, un catalog de dispozitive semiconductoare şi un catalog de piese radio. Doritorii vor adresa cererile lor, pentru înscrierea în tiraj, la:

INTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

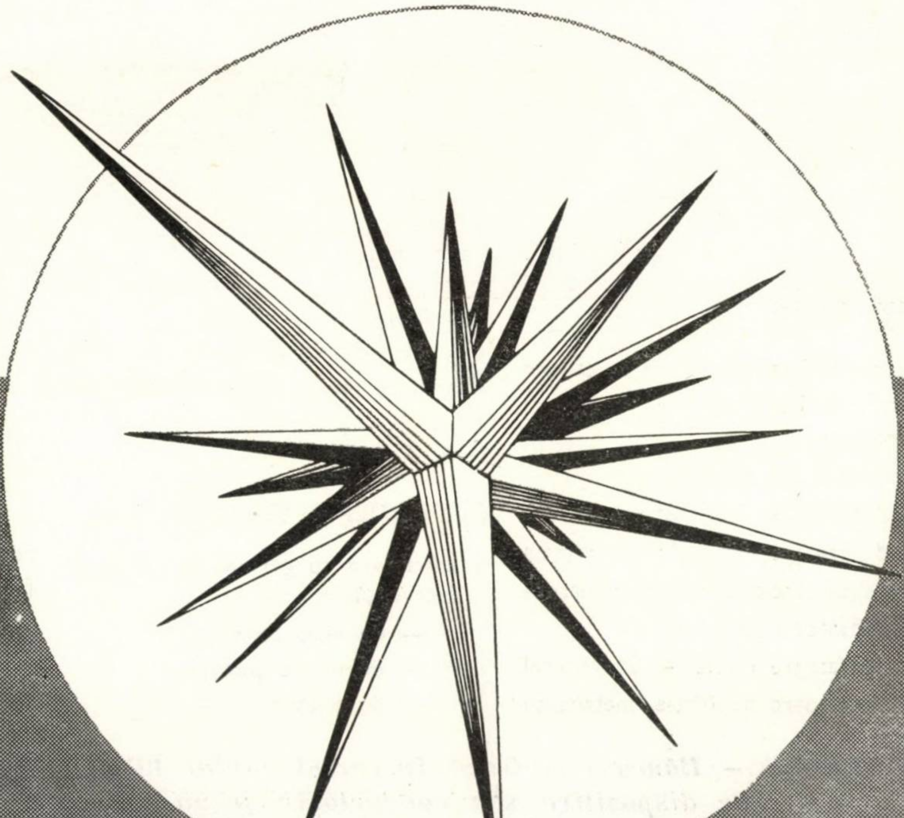
CABINETUL TEHNIC ● Str. EROU IANCU NICOLAE Nr. 32 ● BUCUREŞTI ● SECTORUL 2

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

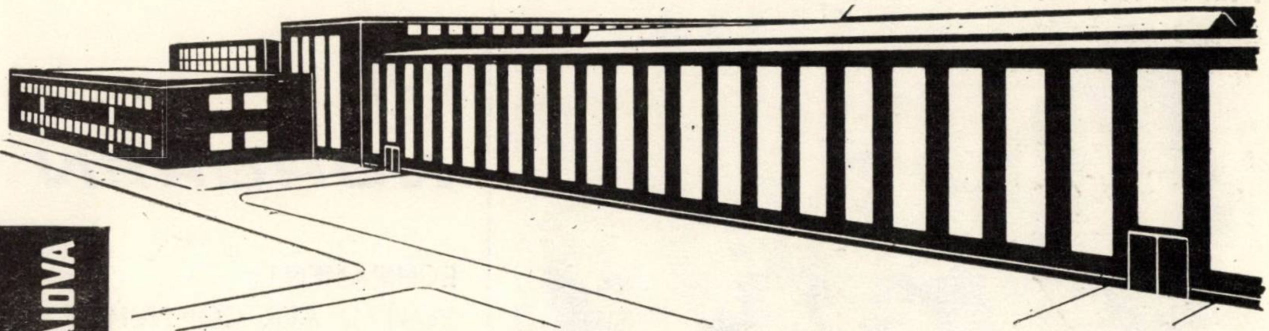
I C M

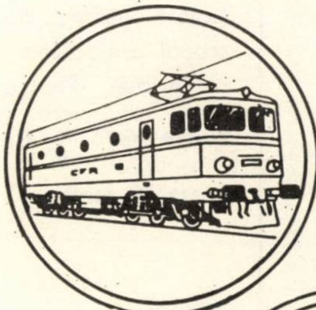
STR. TH. AMAN, 4 – BUCUREȘTI

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DESEURILE
METALICE ȘI METALELE VECHI INTENSIFICÎND
PREDAREA LOR CĂTRE INTREPRINDEREA
PENTRU COLECTAREA METALELOR

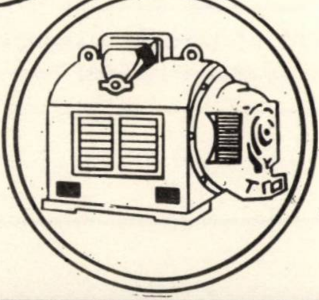


electroputere CRAIOVA





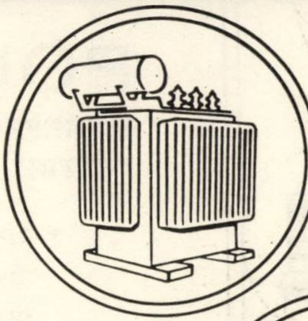
LOCOMOTIVE ELECTRICE
DE 5100 kW
ŞI DIESEL-ELECTRICE
DE 2100 CP



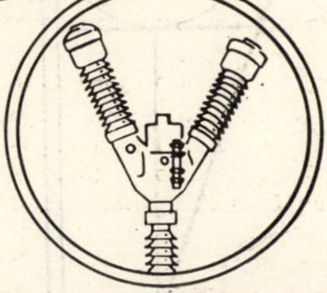
MAŞINI ELECTRICE
ROTATIVE DE CURENT
ALTERNATIV CU PUTERI
PÎNĂ LA 2000 kW.

EXECUTĂ PE BAZĂ DE COMENZI

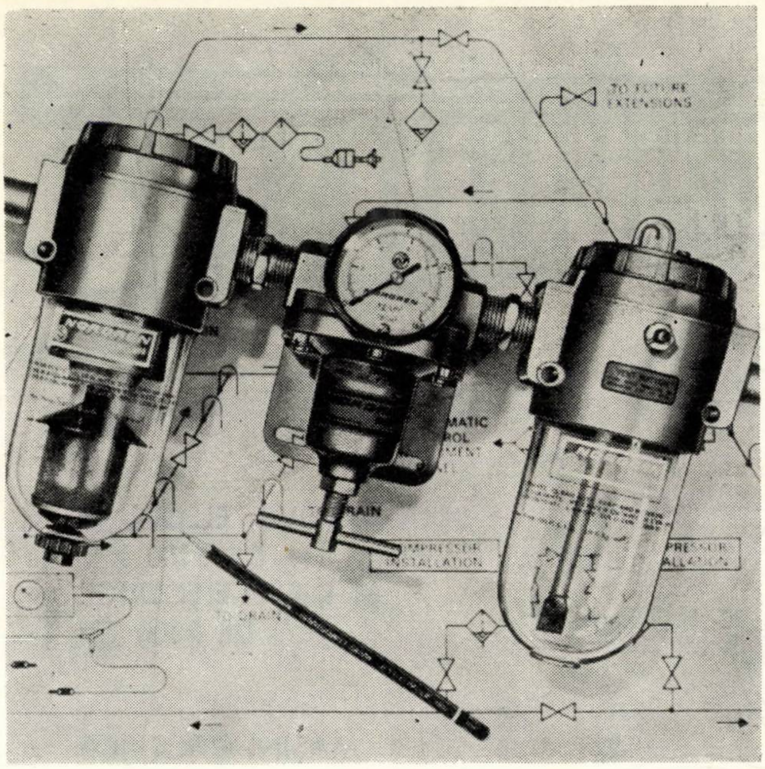
AUTOTRANSFORMATOARE
ŞI TRANSFORMATOARE DE
PUTERE PENTRU TENSIUNI
PÎNĂ LA 400 kV



APARATAJ ELECTRIC DE
MEDIE ŞI ÎNALTĂ TENSIUNE
PENTRU CENTRALE, STAŢII ŞI
REŢELE DE DISTRIBUŢIE
PENTRU TENSIUNI PÎNĂ
LA 400 kV



Pentru amănunte, solicitaţi uzinei prospecte şi cataloage în care puteţi găsi date privind caracteristicile tehnice, preţurile şi condiţiile de livrare.



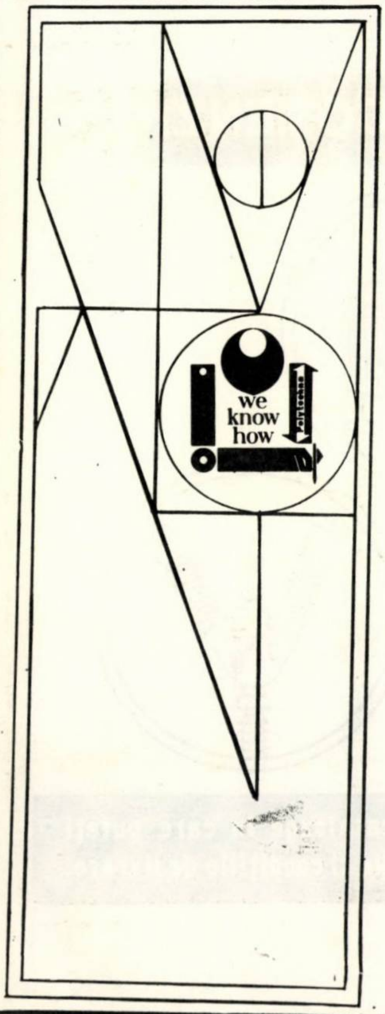
NORGREN

ECHIPAMENT
PENTRU AER COMPRIMAT

Filtru, regulator de presiune şi lubrificator pentru conducte de aer în scopul prelucrării complete a aerului comprimat. Pentru conducte de diametre între $\frac{1''}{8}$ (circa 3 mm) şi 2'' (circa 50 mm).

C. A. NORGREN LTD. SHIPSTON-ON-STOUR, WARWICKSHIRE, ENGLAND
Telephone : Shipston-on-Stour 676 (5 lines) Telex : 83208.

PUBLICOM



POLYTECHNA

INTREPRINDERE CEHOSLOVACĂ DE COMERŢ EXTERIOR PENTRU EXPORT-IMPORT DE LICENŢE INDUSTRIALE

- **Specialişti de înaltă calificare şi cu o bogată experienţă stau la dispoziţia clientelei, pentru rezolvarea oricărei probleme de investiţii industriale.**
- **Livrări de materiale, proiecte, licenţe, documentaţii tehnice, lucrări de construcţii şi reconstrucţii, analize de specialitate, prestaţii în domeniul cercetărilor, analizelor ştiinţifice şi orice alte lucrări de Know-how.**
- **Colaborare multilaterală, soluţii prompte.**

Polytechna, Václavské náměstí 8, Praha 1,
Republica Socialistă Cehoslovacia

PUBLICOM

OŢEL
INNOBILAT

Livrăm oţel C în benzi laminate la rece. Oţel rapid, inoxidabil

„Fagersta expune la Bucureşti :

OŢELURI PENTRU CONSTRUCŢII
OŢELURI RAPIDE
OŢELURI INOXIDABILE
OŢELURI

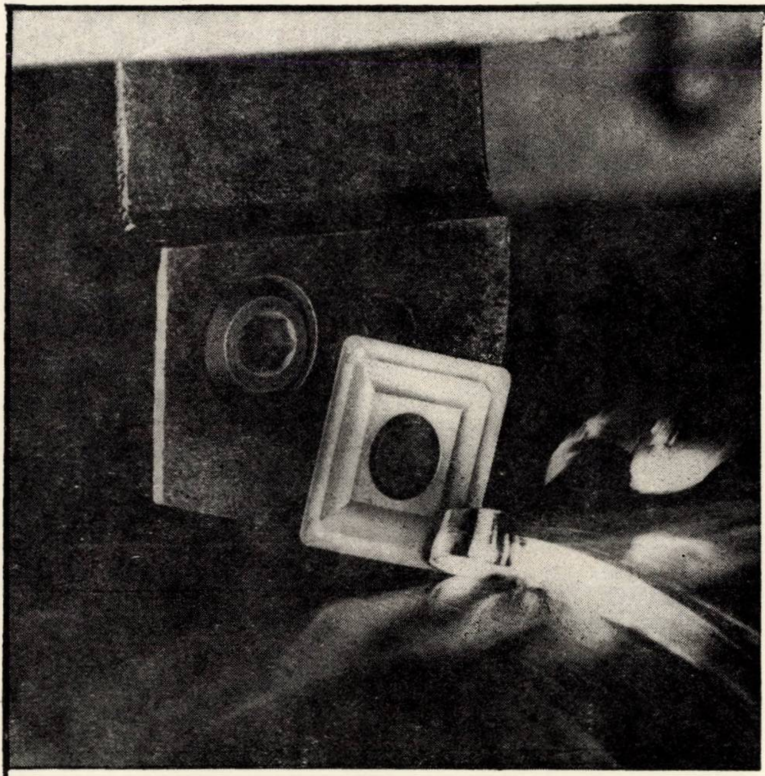
în bare şi sîrmă
în benzi şi tuburi

SECOMETAL DUR
SECODEX PLĂCI RABATABILE ŞI SCULE
BURGHIE SECO PENTRU STÎNCI

FAGERSTA

FAGERSTA BRUKS AB — SUEDIA

PUBLICOM



Portcuţitul SANDVIK-COROMANT în condiţii de exploatare ✦ Tip constructiv nou, simplificat, cu prinderea şi fixarea plăcuţei inversabile prin manetă ✦ Atragem atenţia în special asupra plăcuţei inversabile cu formă de ghidaj a aşchiei sinterizată în material.

14 cic

SANDVIK

Oţelăriile firmei SANDVIK s-au specializat în continua dezvoltare şi elaborare de noi materiale şi produse destinate a fi folosite în domenii de exploatare deosebit de dificile, cu condiţii de lucru de înaltă solicitare.

PROGRES PRIN CERCETARE
SANDVIK

Pentru realizarea acestui ţel, firma SANDVIK dispune de cele mai mari posibilităţi şi instalaţii de cercetare în domeniul oţelurilor înalt aliate şi al metalelor dure ✦ Semifabricate din oţeluri speciale: ţevi, platbandă, sîrmă ✦ Produse finite din oţeluri speciale : ferăstraie, cuţite de aşchiere, echipamente sportive, transportoare cu bandă de oţel ✦ Metal dur : scule de aşchiere din COROMANT, burghie de piatră, piese de uzură.

Vă rugăm să vizitaţi standul firmei noastre la Tîrgul Internaţional de la Bucureşti, în perioada 13 — 24 octombrie 1970, pavilionul A, secţia suedeză.

PUBLICOM

40 STANKOIMPORT
1930 - 1970
ani de activitate în comerţul exterior

Cele mai recente tipuri de maşini de pontat de precizie, de fabricaţie sovietică, vor fi prezentate de Stankoimport la EXPOZIŢIA INTERNAŢIONALĂ din Bucureşti, în pavilionul U.R.S.S.

În acel pavilion veţi putea vedea, de asemenea în funcţiune, modelele-tip care s-au făcut deja cunoscute pe piaţa mondială:

- Strunguri semiautomate 1B125, 1425
- Maşini de pontat 2411, 2A430, 2V440A, 2A450
- Maşini de rectificat 3E12, 3V642
- Maşini de tăiat angrenaje 5V833, 5K32P, 584
- Maşini de frezat 6N10
- Maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului ChLK-8, TPD-15, KS, PKhF, SVSA-2, SR6-8, TPA-3
- Foarfece N5222
- Prese KD2326, I1330
- Maşină automată de refulare la rece A1221
- Aparataj pneumatic
- Unelte de tăiat
- Instrumente de măsură
- Unelte cu diamant şi abrazive
- Rulmenţi

STANKOIMPORT

PUBLICOM

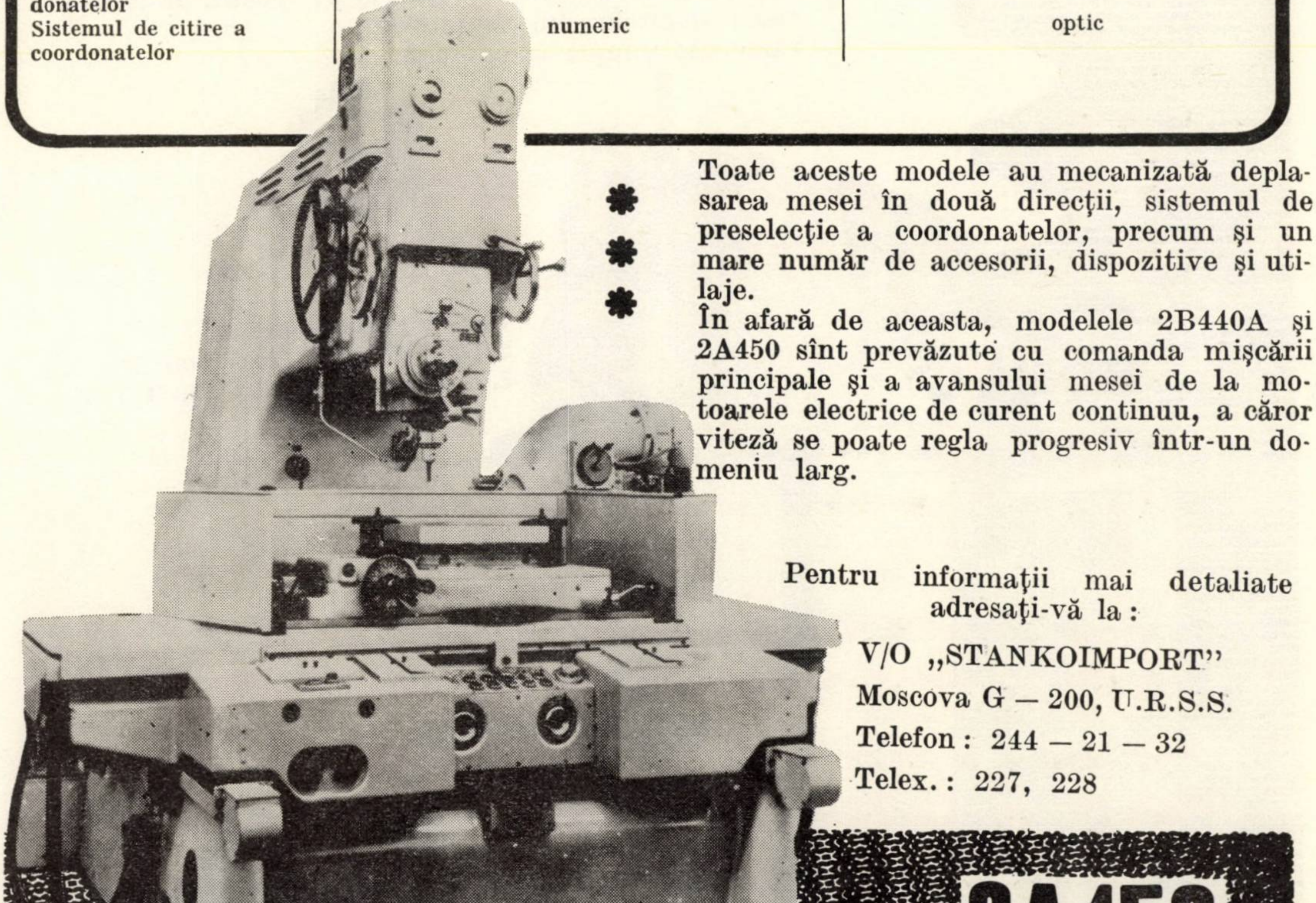
CONTROL OPTIC, SAU CONTROL NUMERIC?

Fiecare dintre ele oferă anumite avantaje

Rămîne la latitudinea dv. să alegeţi dintre cele cinci modele cu consolă

Maşinile de pontat prin coordonate, fabricate în U.R.S.S.

Model	2410	2B420	2B430	2B440A	2A450
Dimensiunile mesei, mm	200 × 360	250 × 450	320 × 560	400 × 800	630 × 1100
Precizia afişajului coordonatelor	0,003	0,003	0,004	0,003	0,004
Sistemul de citire a coordonatelor	numeric			optic	



* * *

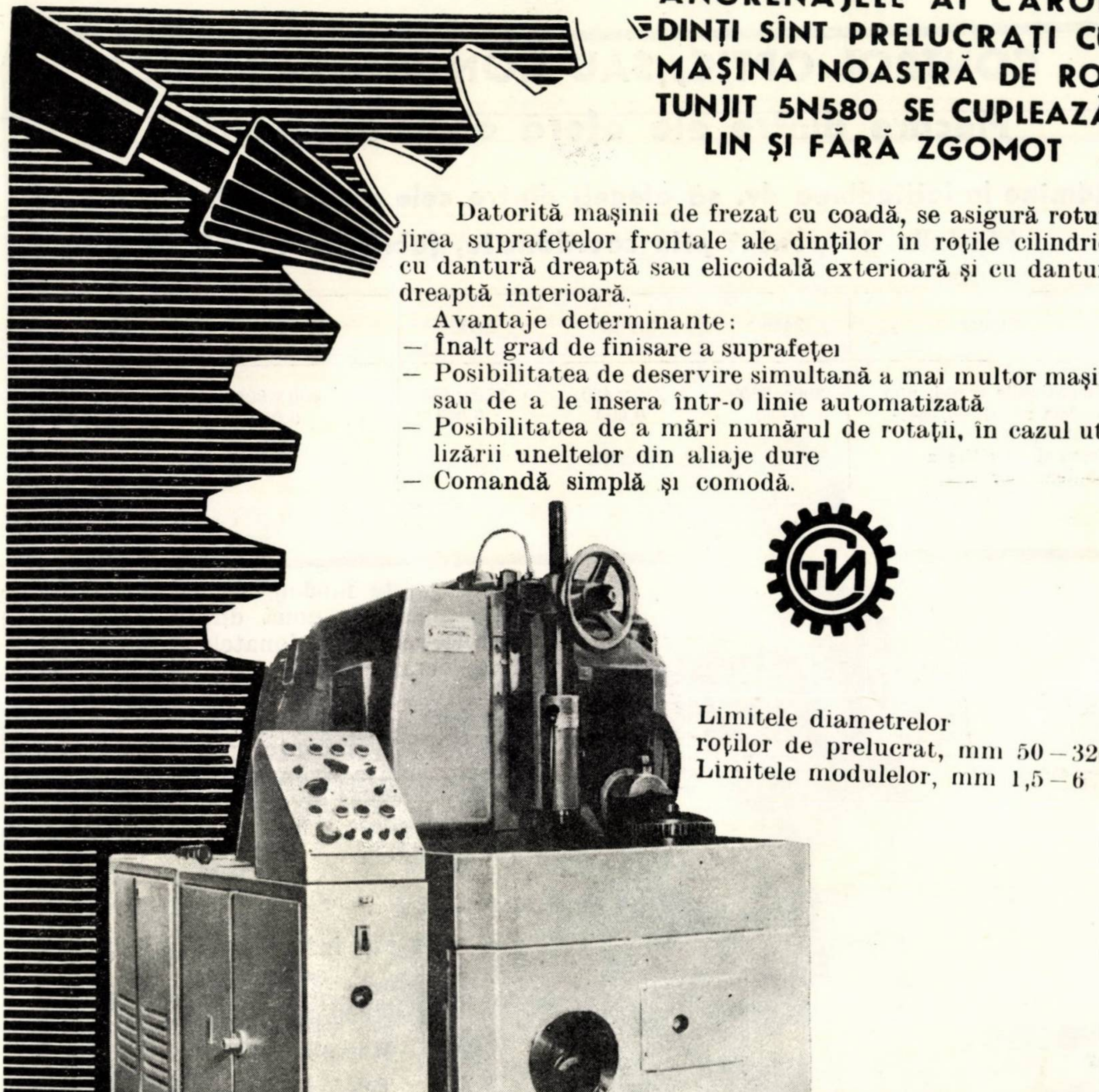
Toate aceste modele au mecanizată deplasarea mesei în două direcţii, sistemul de preselecţie a coordonatelor, precum şi un mare număr de accesorii, dispozitive şi utilaje.

În afară de aceasta, modelele 2B440A şi 2A450 sînt prevăzute cu comanda mişcării principale şi a avansului mesei de la motoarele electrice de curent continuu, a căror viteză se poate regla progresiv într-un domeniu larg.

Pentru informaţii mai detaliate adresaţi-vă la:

V/O „STANKOIMPORT"
Moscova G — 200, U.R.S.S.
Telefon: 244 — 21 — 32
Telex.: 227, 228

STANKOIMPORT



ANGRENAJELE AI CĂROR DINŢI SÎNT PRELUCRAŢI CU MAŞINA NOASTRĂ DE ROTUNJIT 5N580 SE CUPLEAZĂ LIN ŞI FĂRĂ ZGOMOT

Datorită maşinii de frezat cu coadă, se asigură rotunjirea suprafeţelor frontale ale dinţilor în roţile cilindrice cu dantură dreaptă sau elicoidală exterioară şi cu dantură dreaptă interioară.

Avantaje determinante:

- Înalt grad de finisare a suprafeţei
- Posibilitatea de deservire simultană a mai multor maşini sau de a le insera într-o linie automatizată
- Posibilitatea de a mări numărul de rotaţii, în cazul utilizării uneltelor din aliaje dure
- Comandă simplă şi comodă.

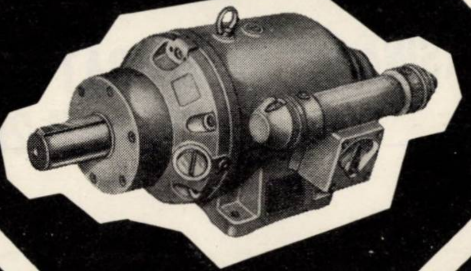
Limitele diametrelor roţilor de prelucrat, mm 50 – 320
Limitele modulelor, mm 1,5 – 6

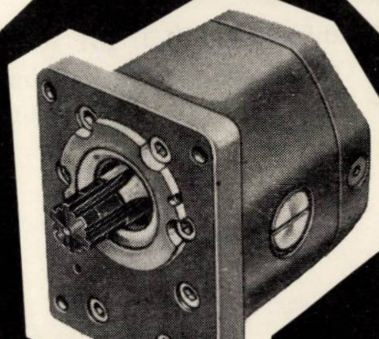
STANKOIMPORT

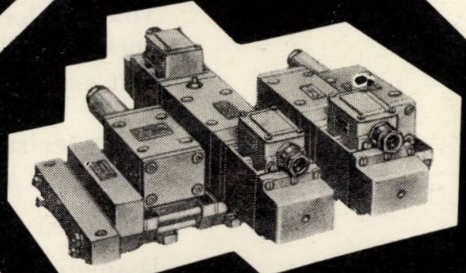
Pentru informaţii mai detaliate, adresaţi-vă la
V/O „STANKOIMPORT" ♦ Moscova G – 200 ♦ U.R.S.S. ♦ Telex : 227, 228
♦ Telefon : 244-21-32

PUBLICOM

Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7-9







ORSTA hydraulik

O construcţie standardizată din Republica Democrată Germană

Putînd fi montate în serie sau universal ✦ Valorificate în multe ramuri industriale ✦ Cu o mare siguranţă în funcţionare ✦ Renumite prin precizie şi putere ✦ Aparatele şi agregatele ORSTA hydraulik rezolvă problemele dv. de acţionare şi comandă.

Livrăm **Generatoare de presiune**
Consumatori de presiune
Vane şi accesorii

Experţii noştri în probleme de hidraulică vă pot sfătui în problemele tehnice şi economice de orice fel. La cerere primiţi, din partea serviciilor noastre, material informativ asupra întregului nostru sortiment. Rezultatele obţinute de noi justifică încrederea dv.

Exportator
Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7 – 9
Republica Democrată Germană

VEB Combinatul Hidraulic ORSTA – Leipzig

PUBLICOM

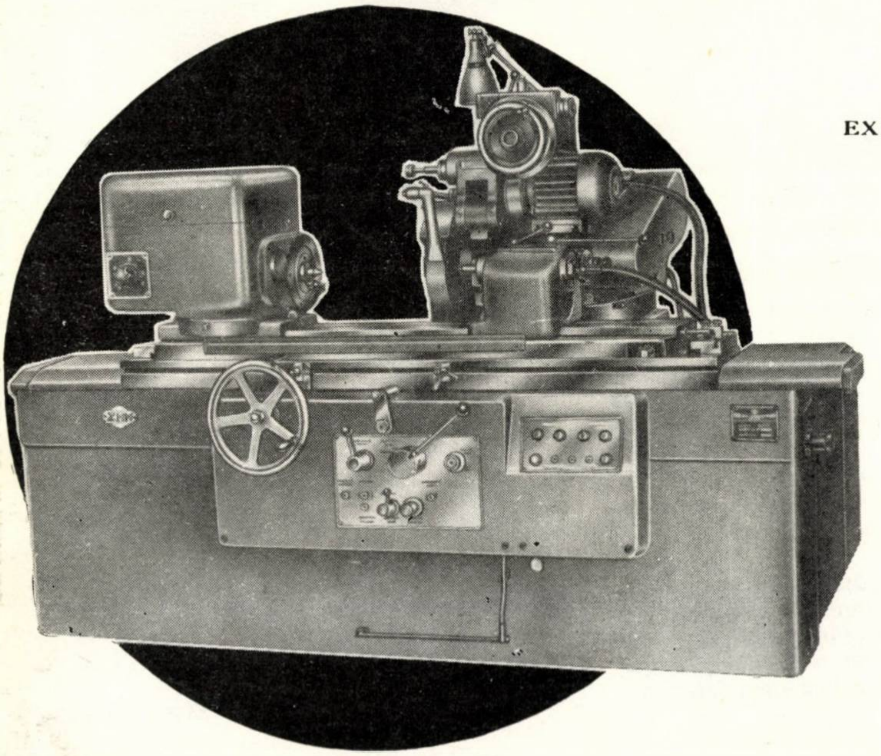
MACHINOEXPORT

MAŞINĂ DE RECTIFICAT CILINDRICĂ UNIVERSALĂ
SKU-251

Maşina de rectificat cilindrică, universală, SKU-251 este destinată celor mai variate operaţii de rectificare a suprafeţelor exterioare şi interioare cilindrice, conice verticale şi profilate (de rotaţie), atît asupra pieselor izolate cît şi în serie.

Caracteristici tehnice :

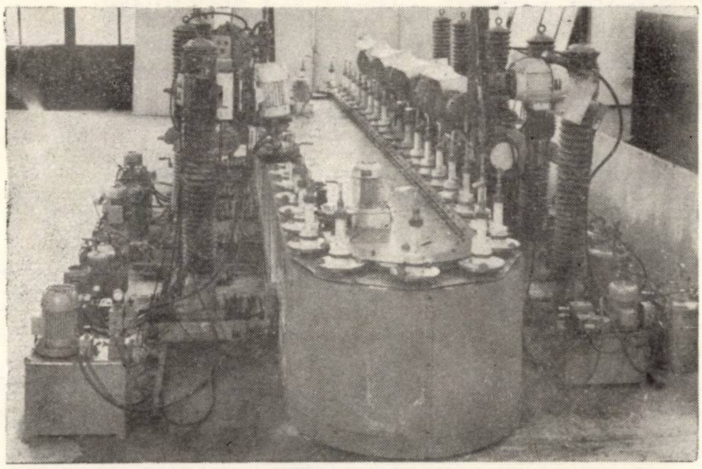
Diametrul maxim de rectificare	290 mm
Înălţimea vîrfurilor	150 mm
Diametrul minim de rectificare interioară	30 mm
Lungimea maximă de rectificare	135 mm
Dimensiunea pietrei de rectificare : diametrul × lăţimea	350 × 40/50 mm
Greutatea maşinii	3 780 kg



EXPORTATOR

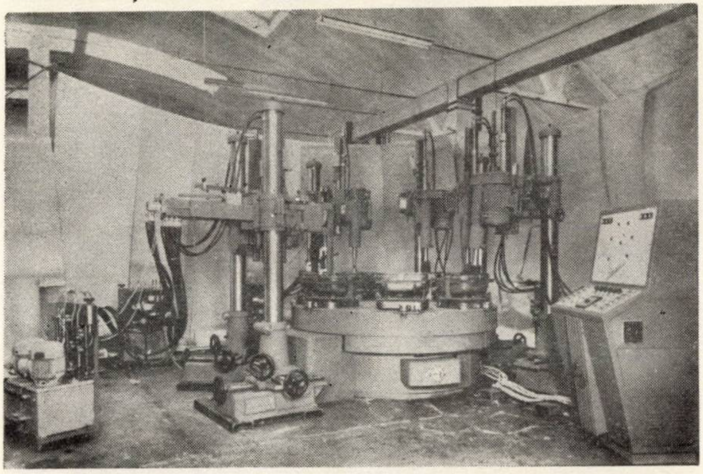
MACHINOEXPORT S. A. R. L.
Str. AKSAKOV, 5
SOFIA – BULGARIA
Tel. : 88 53 2 1 ; TELEX : 011 425
Telegrame . Machinoexport-Sofia

PUBLICOM

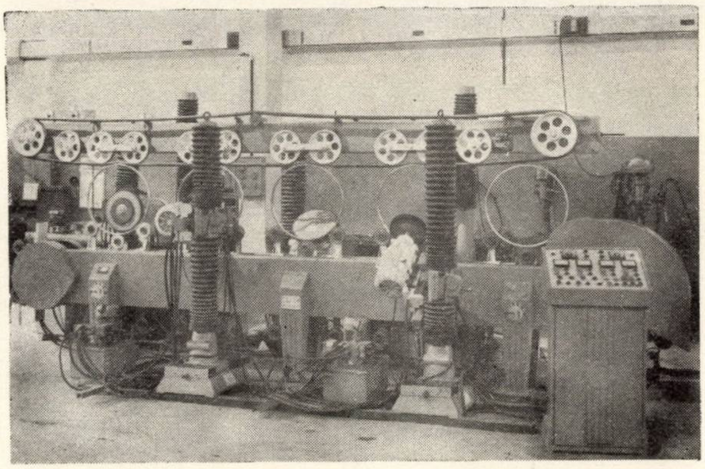


Model BREZZA 10/GR cu transfer eliptic

Pentru şlefuit şi lustruit manivele şi plăci de fier, aluminiu şi zamac de diverse forme.



Maşină hidraulică de polizat, cu masă rotativă pentru curăţirea, lustruirea şi glazurarea formelor circulare şi neregulate.



Model BREZZA 4/CE cu transfer liniar

Pentru prelucrarea inelelor de fier, aluminiu şi oţel inoxidabil de diferite forme şi diametre.

sillem

Maşini oleodinamice pentru curăţirea, şlefuirea, glazurarea şi polizarea metalelor şi aliajelor.

SILLEM MILANO

S. I. L. L. E. M. S. p. A.
Via Brunetti 9
20 156 Milano (Italia)
Telefon . 303.529 ; 303-530
Telegrame : Sillemac Milano

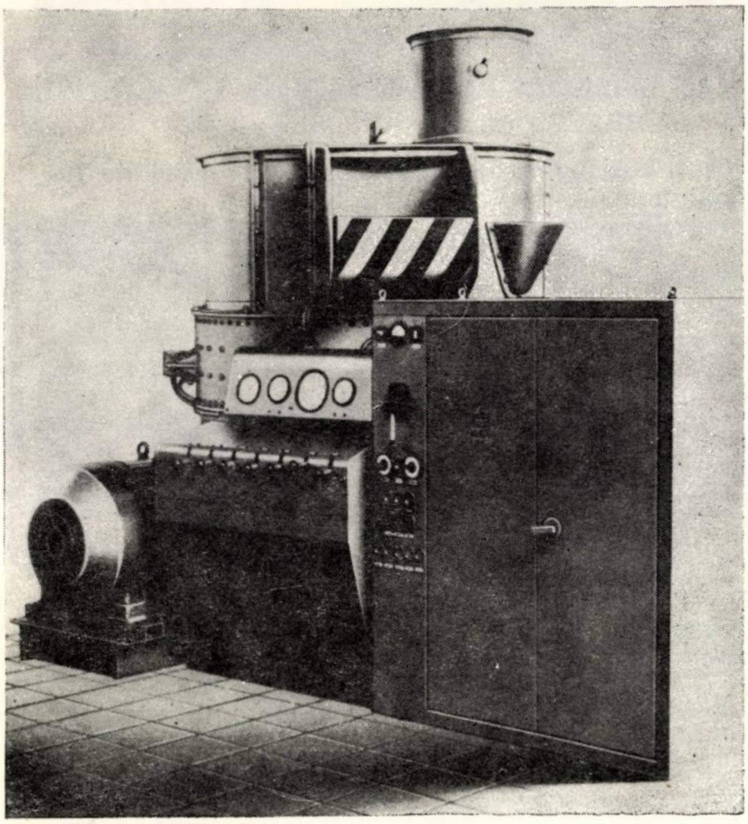
PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COMERŢUL EXTERIOR

centrozap

KATOWICE, LIGONI 7 – POLONIA • CUTIA POŞTALĂ: 825
TELEFON: 513-401 • TELEX: 31-416 • TELEGRAME: CENTROZAP
KATOWICE

MALAXOARE CU RANDAMENT RIDICAT

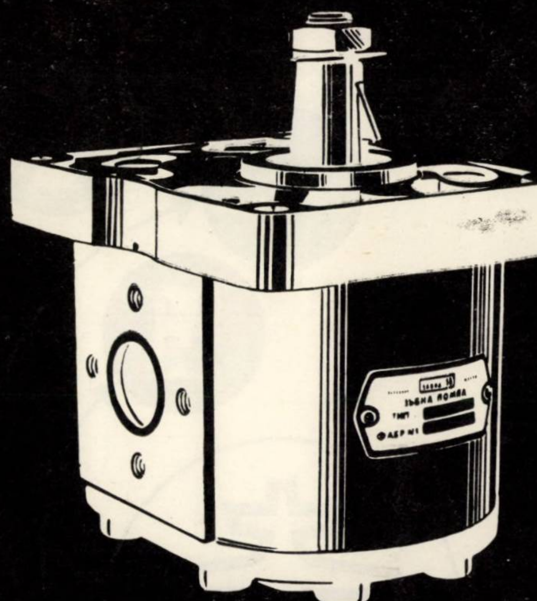


Acestea se caracterizează printr-un debit mare. Sînt adaptate pentru a fi încorporate în maşinile de pregătit amestecuri de formare, automate. La cererea clientului, livrăm malaxoarele echipate cu un grup de dozare (a nisipului, a aditivilor şi a apei) şi cu un ansamblu de pupitre şi dulapuri de comandă.

Date tehnice	Unitatea de măsură	MP-020 A	MP-030 A	MP-050 A
Capacitatea nominală de producţie per ciclu	m^3	0,20	0,30	0,50
Ciclul de malaxare	s	40–120	40–120	40÷120
Capacitatea de producţie orară	t/h	20	30	50
Puterea instalată	kW/h	45,5	62	85
Greutatea malaxorului (fără dulapuri de comandă)	kg	3 300	4 100	5 600

Fabricant: **DOLNOSLASKIE ZAKLADY METALURGICZNE**
DOZAMET
NOWA SOL – POLONIA

PUBLICOM



balkancar

SINONIM
CU CALITATE
SUPERIOARĂ

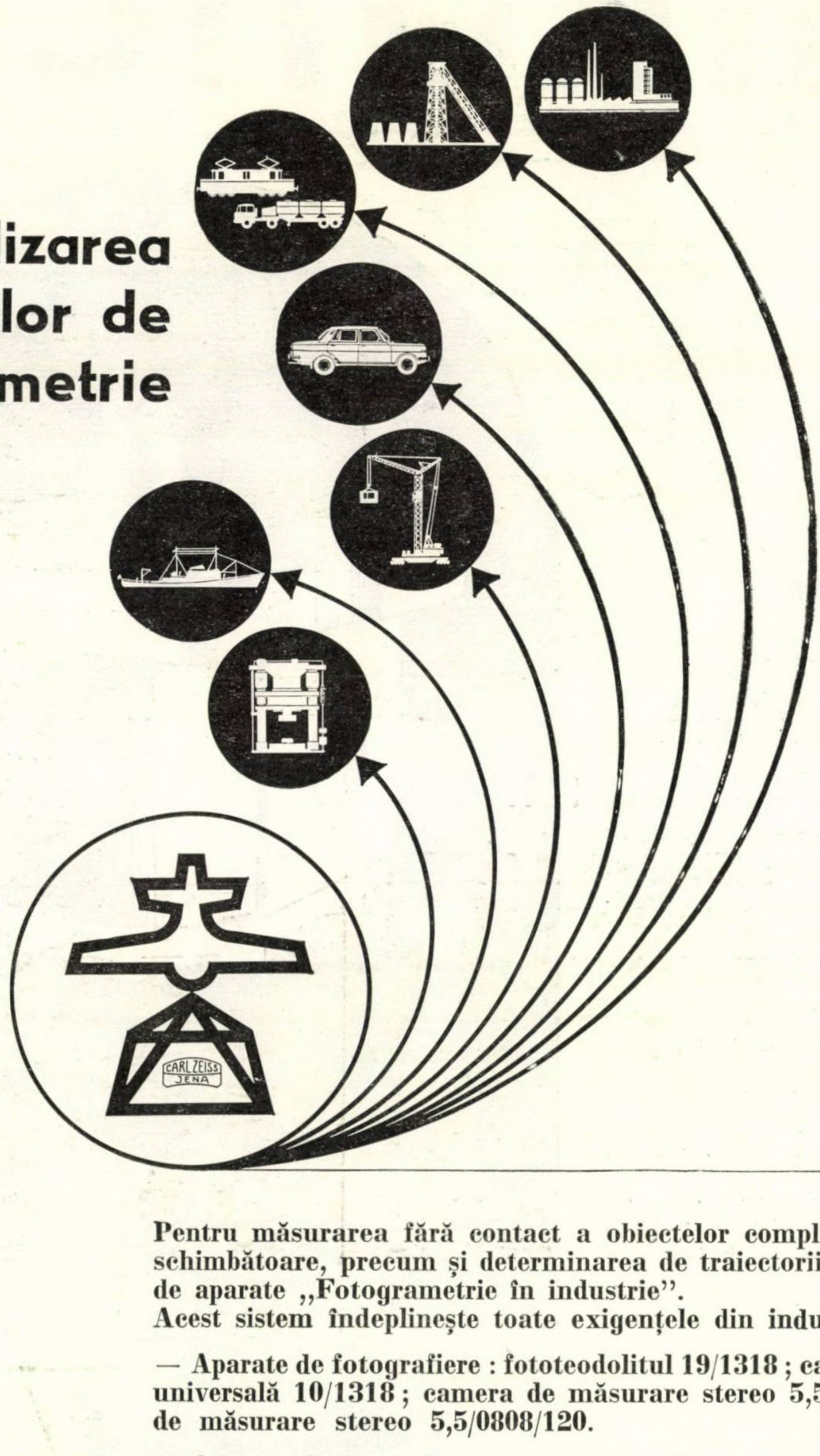
Utilaj hidraulic și pneumatic avînd un cîmp vast de aplicații :

- pompe și motoare de presiune înaltă sau de joasă presiune
- transmisii hidraulice
- vinciuri
- aparate de control și de reglaj, distribuitoare
- filtre
- instrumente pneumatice de mînă
- dispozitive pneumatice pentru strunguri de metale

Pentru orice informații sau cereri de ofertă detaliate, binevoiți a vă adresa la :

BALKANCARIMPEX
Direcția „Export" Bulgaria,
Sofia 56, str. Alabine
Telex : 386
Telegrame :
Balkancarimpex — Export Sofia

Raţionalizarea aparatelor de fotogrametrie



Pentru măsurarea fără contact a obiectelor complicate, inaccesibile, schimbătoare, precum şi determinarea de traiectorii, livrăm sistemul de aparate ,,Fotogrametrie în industrie''.
Acest sistem îndeplineşte toate exigenţele din industrie şi cercetare.

— Aparate de fotografiere : fototeodolitul 19/1318 ; camera de măsurare universală 10/1318 ; camera de măsurare stereo 5,5/0807/40 ; camera de măsurare stereo 5,5/0808/120.

— Aparate de control : stereoscop cu oglinzi ; interpretoscop II.

— Aparate de exploatare : stereocomparator 1818 ; stereocomparator de precizie Stecometer ; aparat restituţie stereo Technocart ; aparat de înregistrare a coordonatelor Coorbimeter ; coordinatograf de precizie 900 × 1200 ; coordinatograf de precizie automat Cartimat.

Rezultatul măsurării apare sub formă grafică sau numerică.

Vă rugăm să vizitaţi standul nostru de expoziţie la Tîrgul Internaţional de la Bucureşti în pavilionul R.D.G.

VEB Carl Zeiss JENA

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Fără trepte,
Fără probleme
VARIATORUL
FMB-FLENDER

Cu ajutorul variatorului FMB puteţi regla complet automat, puteţi regla corespunzător condiţiilor de funcţionare electric, pneumatic sau hidraulic. El este livrat cu o serie de planşeuri cu duşumea oarbă sau cu carcasă, pentru a fi montat în poziţie verticală sau orizontală, cu poziţia corespunzătoare a arborelui antrenat. Fie că este vorba de construcţie, fie de încorporare într-o secţie, vă rugăm să prevedeţi în planificarea dvs. consultarea noastră. Informaţi-vă prin imprimatele noastre.

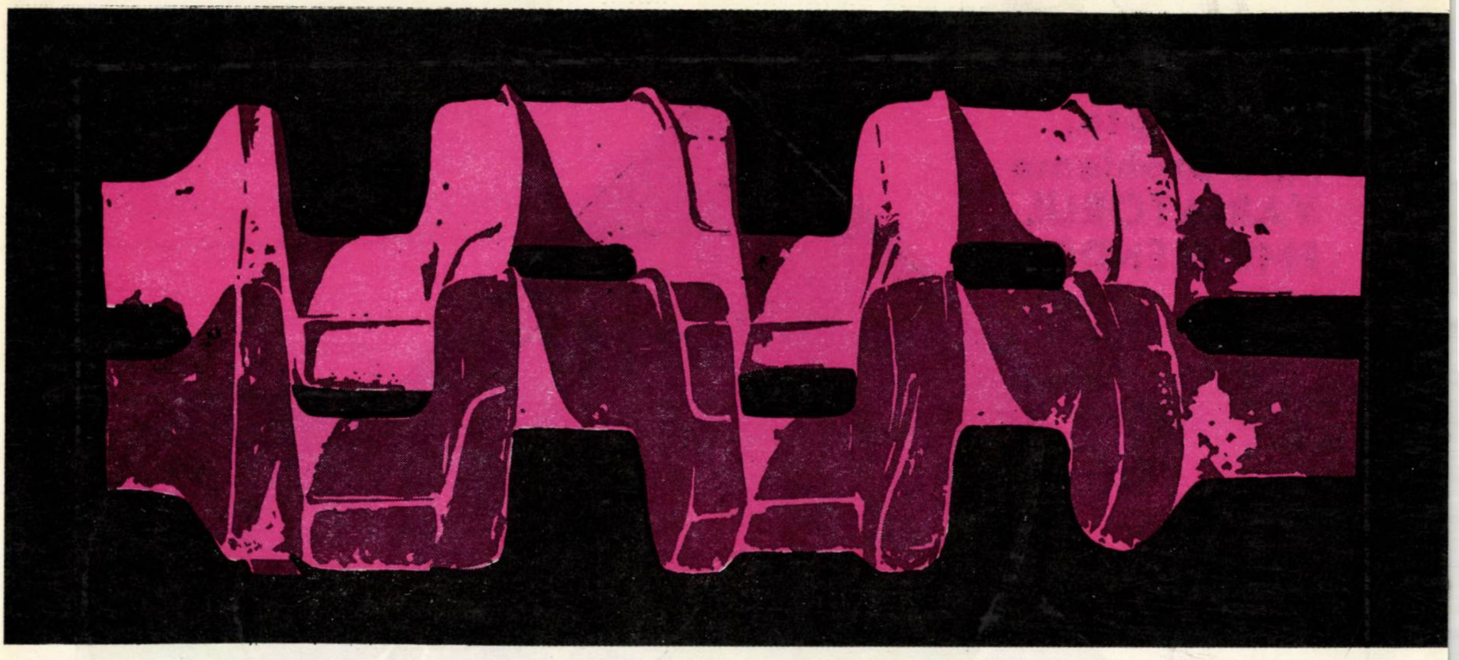
Acţionarea roţilor dinţate.
Acţionarea melcului.
Aparate reglabile fără trepte.
Cuplaje şi acţionarea curelelor

FMB-
VARIATOR

Puneţi-vă în legătură cu FLENDER!

Beratungszentrale Osteuropa:

A. FRIEDR. FLENDER & CO., 2500 BADEN BEI WIEN, ROSEGGERSTR. 15, TELEFON 4373



INTREPRINDERE DE COMERȚ EXTERIOR

POLSERVICE

Vă oferă:

Metoda TR pentru FORJARE de ARBORI COTIȚI și REFULARE DE BARE

Metoda TR face posibilă:

- **refularea și curbarea simultană a arborilor cotiți**
- **orientarea fibrelor paralel cu profilul arborelui cotit**
- **refularea barelor și a blocurilor în orice poziție**
- **utilizarea completă a presiunii axiale a presei**

Metoda TR este ușoară, simplă, rapidă, necostisitoare și universală

Vă oferim, de asemenea, numeroase alte invenții tehnice în domeniul construcției de mașini și al metalurgiei, precum și

SERVICII TEHNICE DE:

- **proiectare și modernizare de instalații industriale și sectoare de producție, întocmire de proiecte de construcție și producție, servicii de supraveghere, consultație și evaluare.**

POL SERVICE

POLSERVICE

WARSZAWA, POZNÁNSKA 15 – POLONIA
TELEFON: 28–72–18 N, TELEGRAME: POLSERVICE – WARSZAWA
TELEX: 813.539 UPOL PL.

KÖNYVTÁRES
KÖZPONT
1983

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0.25 și 1 035 t/h și presiuni între 8 și 195 kgf/cm^2, pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 și 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h. complet automatizate.

Vulcan

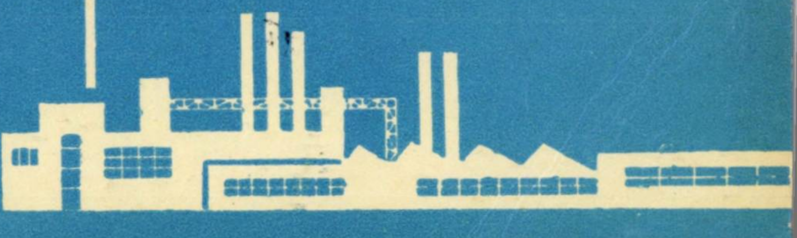
UTILAJ PETROLIER ; unități de pompare de 1.5 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 și 19.3 t, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm^2.

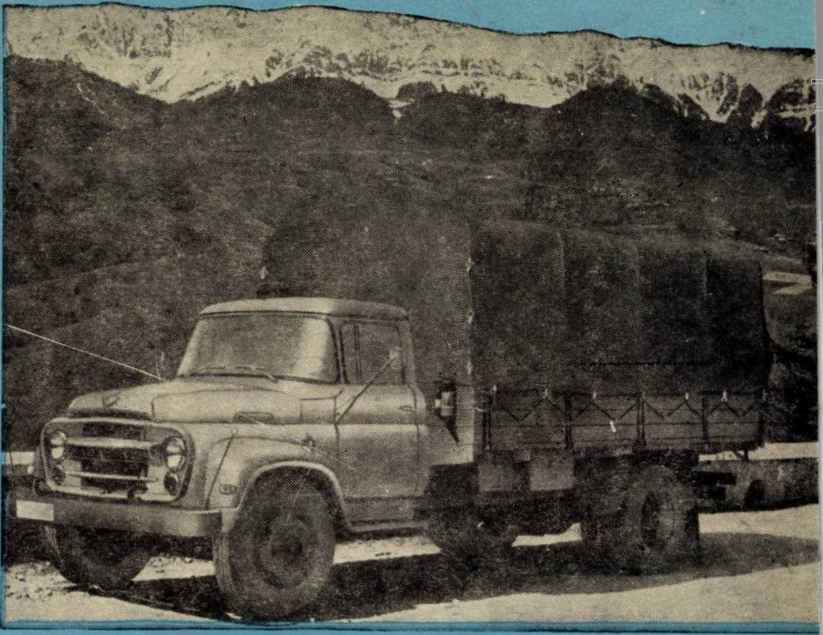
DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcții și siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ȘI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL ; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri și capacități, ejectoare, boilere, preincălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
București tel. 31.51.02



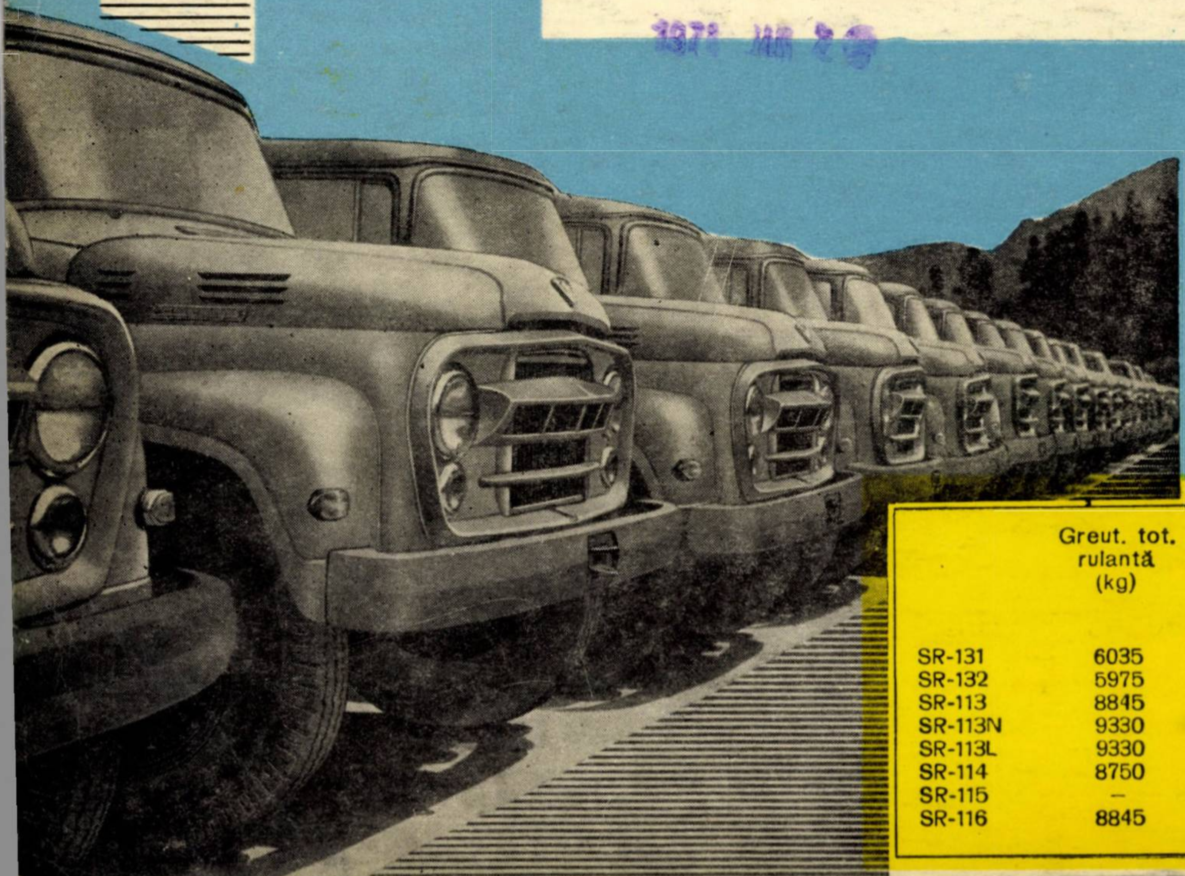


UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.

1971 MAR 2 [illegible]



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	—	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	—	16700	80
SR-116	8845	—	80

3270

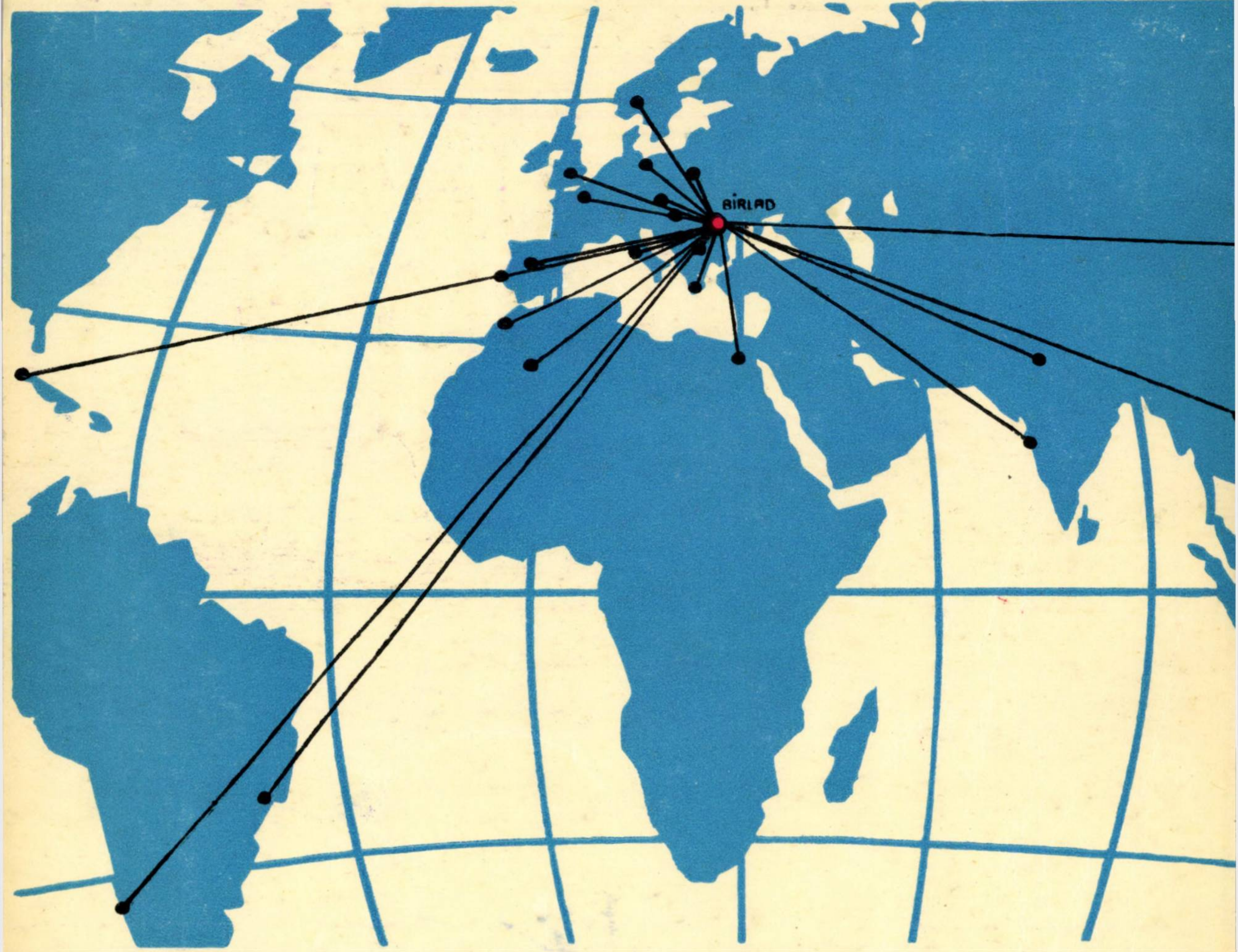
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

04

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1970

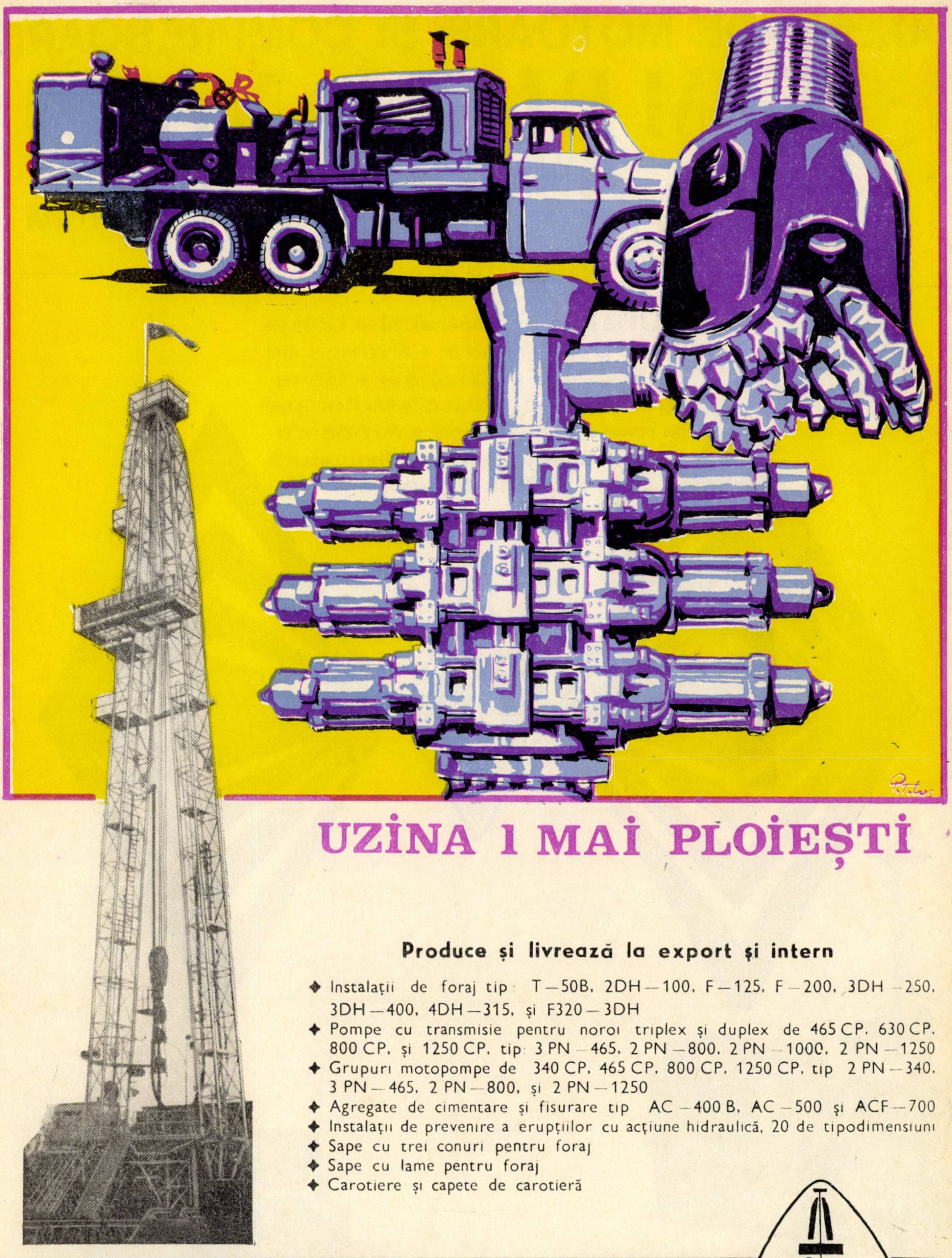
FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- *radiali cu bile pe un rind ;*
- *axiali cu bile, cu simplu și dublu efect ;*
- *radiali cu role cilindrice pe un rind ;*
- *radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri ;*
- *rulmenți de construcție specială ca :*
  rulmenți radiali cu role cilindrice
  pentru vagoane de călători și de marfă,
  rulmenți pentru utilaj petrolier,
  rulmenți pentru tractoare și camioane etc.



UZİNA 1 MAİ PLOİEȘTİ

Produce și livrează la export și intern

- ✦ Instalații de foraj tip: T—50B, 2DH—100, F—125, F—200, 3DH—250, 3DH—400, 4DH—315, și F320—3DH
- ✦ Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP, și 1250 CP, tip: 3 PN—465, 2 PN—800, 2 PN—1000, 2 PN—1250
- ✦ Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip 2 PN—340, 3 PN—465, 2 PN—800, și 2 PN—1250
- ✦ Agregate de cimentare și fisurare tip AC—400 B, AC—500 și ACF—700
- ✦ Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 de tipodimensiuni
- ✦ Sape cu trei conuri pentru foraj
- ✦ Sape cu lame pentru foraj
- ✦ Carotiere și capete de carotieră

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr. 121, telefon 10300 — telex 019.219 Ploiești — Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

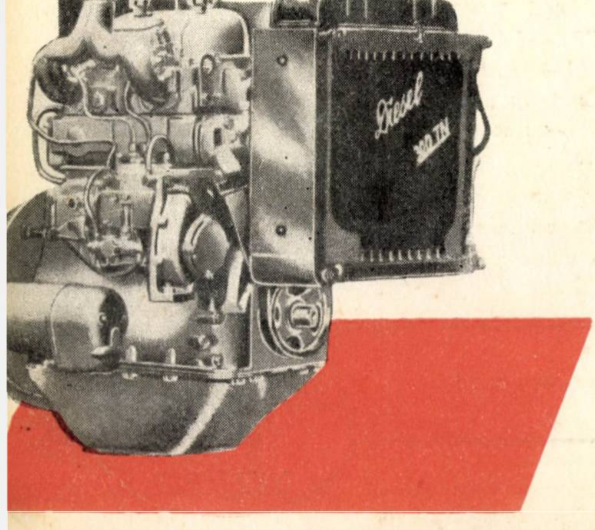
UPETROM
PLOIEȘTI

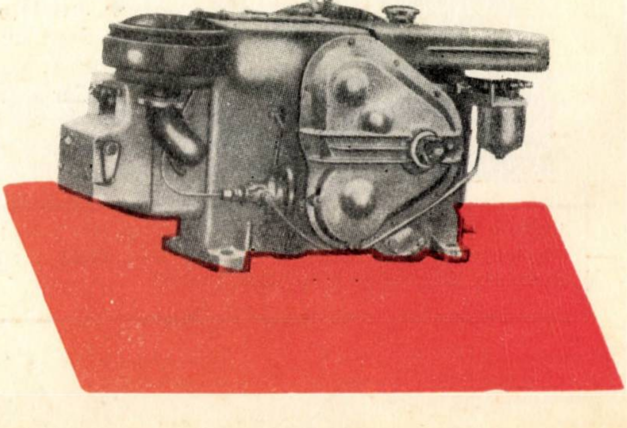
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE
TIMPURI NOI
BUCUREŞTI

execută şi livrează

Motoare diesel cu puteri pînă la 120 CP pentru:

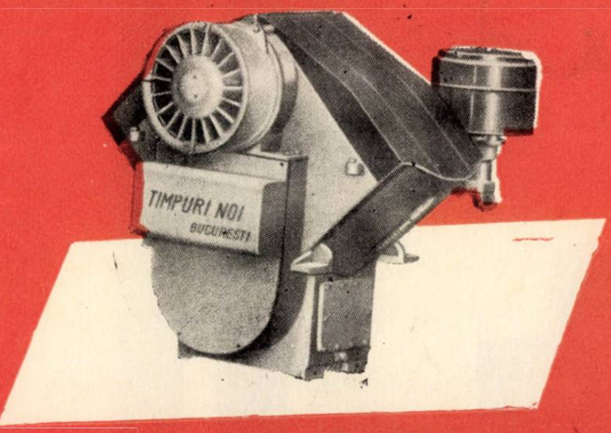
• Utilaje de construcţii • Utilaje pentru agricultură • Pompe de uz general şi speciale • Generatoare de c.a. şi c.c. • Motocare şi motoridicătoare • Ambarcaţiuni • Utilaje pentru silvicultură • Utillizări diverse

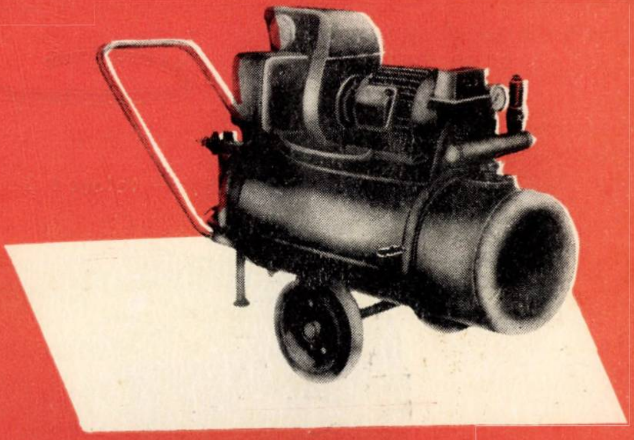




UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE
TIMPURI NOI
BUCUREŞTI

în ţară şi străinătate:





Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—35 kgf/cm^2 pentru:

• Locomotive • Instalaţii petroliere • Excavatoare • Automatizări • Troleibuze • Şantiere • Garaje • Vopsitorii

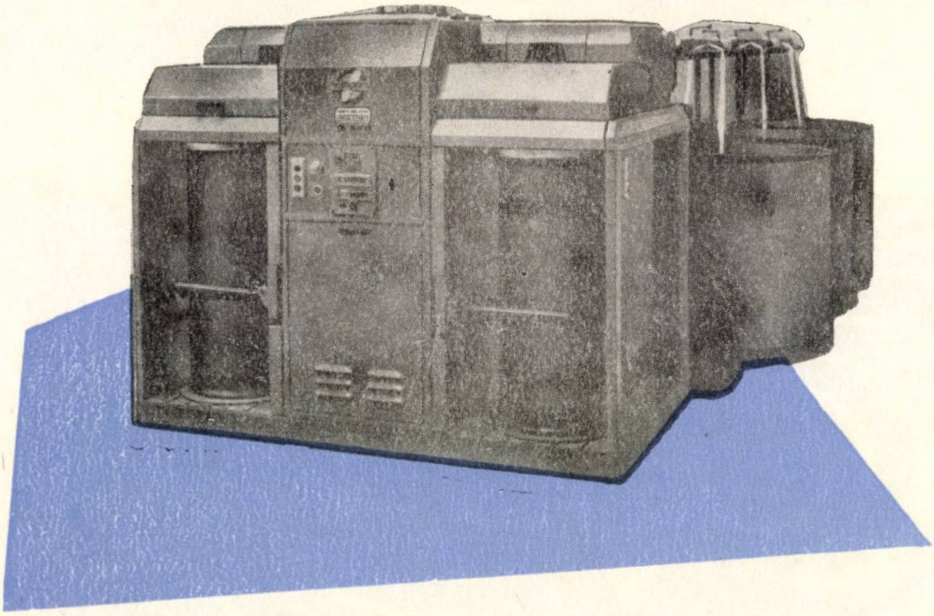
PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ŞI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON – CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

uzina

UNIREA

cluj

Piața 1 Mai nr. 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238



LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei mașini este de 350 m min și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat.

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

unirea

In afară de acest produs, uzina mai fabrică in serie, atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XXII, NOIEMBRIE Nr. 11, 1970

CUPRINS

BABICIU, I.:	Consideraţii privind realizarea unei agregări optime între plugul pentru pante şi tractorul pe şenile	641 ✓
CEPTUREANU, GH.:	Nou tip de lagăr care funcţionează fără lubrificaţie	647 ✓
DEUTSCH, I. şi OLARIU, V.:	Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic	652
DODOC, P.:	Determinarea parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare	654 ✓
HOFFMANN, V. şi SIMA, P.:	Calculul cămăşilor cilindrice ale motoarelor cu cămăşi asamblabile	662 ✓
LĂZĂRESCU, I. şi PAY, E.:	Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare	667
LUPSIASCA, C. şi BRETAN, D.:	Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip FVM 5,4 – 80 destinată C.H.E. – Palatin	674
ROŞCA, I.:	Consideraţii asupra colţurilor în determinarea numerică a eforturilor dintr-un cilindru solicitat termic axial simetric	677
STAMATESCU, C., GRIGORIU, M., RADCENCO, V. şi DUICU, T.:	Contribuţii la stabilirea unor parametri de calcul al compresoarelor centrifuge.	679
WILLMANN, H. J.:	Utilizarea motoarelor diesel SKL pe nave şi pe uscat	682 ✓
DOCUMENTARE		690
REVISTA REVISTELOR		692

COMITETUL DE REDACŢIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU. Conf. dr. ing. B. HOROVITZ

Redactor: ELENA ŞTEFĂNESCU

SUMAR

CZ 631.312.6.072 : 629.114.2

Babiciu, I. : **Consideraţii privind realizarea unei agregări optime între plugul pentru pante şi tractorul pe şenile.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 641—646

CZ 621.822.1

Ceptureanu, Gh. : **Nou tip de lagăr care funcţionează fără lubrificaţie**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 647—651

CZ 621-272

Deutsch, I. şi *Olariu, V.* **Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic în foi.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 652—653

CZ 621.941

Dodoc, P. : **Determinarea parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 654—662

CZ 621.43-222.2

Hoffmann, V. şi *Sima, P.* : **Calculul cămăşilor cilindrice ale motoarelor cu cămăşi asamblabile.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 662—666

CZ 621.833 : 621.914

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* **Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 667—673

CZ 621.224

Lupsiasca, C. şi *Bretan, D.* **Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip FVM** 5,4—80 **destinată C.H.E.-Paltin.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 674—676

CZ 621.43-222.001.5

Roşca, I. : **Consideraţii asupra colţurilor în determinarea numerică a eforturilor dintr-un cilindru solicitat termic axial simetric.**

Construcţia de Maşini, 22 (1970), nr. 11, p. 677—679

CZ 621.515.001.24

Stamatescu, C., Grigoroiu, M., Radcenco, V. şi *Duicu, T.*: **Contribuţii la stabilirea unor parametri de calcul al compresoarelor centrifuge.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 679—682

CZ 621.436 : 629.113 : 629.12

Willmann, H. J. : **Utilizarea motoarelor diesel SKL pe nave şi pe uscat.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 682—689

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 5806.

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 631.312.6.072 : 629.114. 2

Бабичиу, И.: Осуществление оптимального агрегирования между плугом для уклонов и гусеничным трактором.

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 641–646

ДК 621.822.1

Чептуряну, Г.: Новый тип подшипника, работающего без смазочного материала

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 647–651

ДК 621-272

Дойтш, И. и *Олариу, В.:* О коэффициенте формы листовой полуэллиптической рессоры

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 652–653

ДК 621 . 941

Додок, П.: Определение технологических параметров при чистовой обточке

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 654–662

ДК 621.43-222.2

Хоффманн, В. и *Сима, П.:* Расчет цилиндрических рубашек двигателей со сборными рубашками

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11., стр. 662–666

ДК 621.833 : 621.914

Лэзэреску, И. и *Пай, Е.:* Влияние режима резания на кинематические ошибки при вращении под нагрузкой станка для фрезерования шестерен путем доводки

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 667–673

ДК 621.224

Лупшяска, К и *Бретан, Д.* Основные функциональные и конструктивные характеристики гидравлической турбины типа FVM 5,4—80, предназначенной для гидроэлектрической станции — Палтин

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11. стр. 674–676

ДК 621.43-222.001.5

Рошка, И.: К вопросу углов при цифровом определении усилий в цилиндре, подвергаемом термическому осевому симметрическому воздействию

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11. стр. 677–679

ДК 621.515.001.24

Стаматеску, К., Григориу, М., Радченко, В. и *Дуйку Т:*

К вопросу об установлении некоторых расчетных параметров центробежных компрессоров.

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 679–682

ДК 621.436 : 629.113 : 629.12

Вильманн, Х. Ж.: Применение дизельных двигателей SKL на судах и на суше .

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, стр. 682–689

INHALTSVERZEICHNIS

DK 631.312.6.072 : 629.114.2

Babiciu, I. : **Erwägungen in bezug auf die Erzielung einer optimalen Zusammensetzung des Hangpflugs und des Raupenschleppers**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 641–646

DK 621.822.1

Ceptureanu, Gh. : **Ein neuer Typ eines selbstschmierenden Lagers**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 647–651

DK 621-272

Deutsch, I. und *Olariu, V.* : **Über den Formkoeffizienten der halbelliptischen Blattfeder**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 652–653

DK 621.941

Dodoc, P. : **Bestimmung der technologischen Parameter beim Schlichtdrehen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 654–662

DK 621.43-222.2

Hoffmann, V. und *Sima, P.* : **Berechnung der Zylinderbüchsen der Motoren mit zusammensetzbaren Büchsen**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 662–666

DK 621.833 : 621.914

Lăzărescu, I. und *Pay, E.* : **Einfluss der Spanungsweise auf kinematische Fehler bei Drehbewegungen der Abwälzfräsmaschine für Zahnräder unter Belastung**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 667–673

DK 621.224

Lupsiasca, C. und *Bretan, D.* : **Bedeutendste Betriebs-und Baukennzeichen der Wasserturbine Typ PVM 5,4 — 800 für das Wasserkraftwerk Paltin**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 674–676

DK 621.43-222.001.5

Roşca, I. : **Erwägungen in bezug auf die Ecken bei der zahlenmässigen Bestimmung der Spannungen in einem symmetrisch axial und wärmebelasteten Zylinder**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 677–679

DK 621.515.001.24

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. und Duicu, T. : **Beiträge zur Bestimmung einiger Berechnungsparameter der Kreiselverdichter**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 679–682

DK 621.436 : 629.113 : 629.12

Willmann, H. J. : **Einsatz der SKL-Dieselmotoren auf Schiffen und auf dem Land**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 11, S. 682–689

SOMMAIRE

CD 631.312.6.072 : 629.114.2

Babiciu, I. : **Considérations sur la réalisation d'une jointure parfaite entre la charrue pour pentes et le tracteur à chenilles.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 641—646

CD 621.822.1

Ceptureanu, Gh. : **Nouveau type de palier fonctionnant sans lubrification.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 647—651

CD 621-272

Deutsch, I. et *Olariu, V.* : **Sur le coefficient de forme du ressort semi-elliptique en lames.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 652—653

CD 621.941

Dodoc, P. : **La détermination des paramètres technologiques lors du finissage au tour.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 654—662

CD 621.43-222.2

Hoffmann, V. et *Sima, P.* : **Le calcul des chemises cylindriques des moteurs à chemises assemblables.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 662—666

CD 621.833 : 621.914

Lăzărescu, I. et Pay, E. : **L'influence du régime de la coupe sur l'erreur cinématique lors de la rotation à charge de la machine à fraiser par roulage les roues dentées.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 667—673

CD 621.224

Lupsiasca, C. et Bretan, D.: **Les principales caractéristiques fonctionnelles et constructives de la turbine hydraulique type FVM 5,4—80, construite pour la centrale hydro-électrique de Paltin.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 674—676

CD 621.43-222.001.5

Roşca, I. : **Considérations sur les coins dans la détermination numérique des efforts dans un cylindre lors d'une sollicitation thermique axiale et symétrique.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11, p. 677—679

CD 621.515.001.24

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V., et Duicu T. : **Contributions à l'établissement de certains paramètres de calcul pour les compresseurs centrifuges.**

Construcţia de Masini 22 (1970), no. 11, p. 679—682

CD 621.436 : 629.113 : 629.12

Willmann, H. J. : **L'utilisation des moteurs diesel SKL sur navire et à terre.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 11. p. 682—689

CONTENTS

DC 631.312.6.072 : 629.114.2

Babiciu, I. : **On a better coupling of slope-plough and crawler tractor.**

Construcţia de Maşini 22(1970), nr. 11, p. 641—646

DC 621.822.1

Ceptureanu, Gh. : **A new type of bearing requiring no lubrication.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 647—651

DC 621-272

Deutsch, I. and *Olariu, V.* : **On the shape coefficient of semielliptical leaf springs.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 652—653

DC 621.941

Dodoc, P. : **Determination of technological parameters in finishing turning.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 654—662

DC 621.43-222.2

Hoffmann, V. and *Sima, P.* : **Calculation of cylindrical sleeves of motors with assembled sleeves.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11,p. 662—666

DC 621.833 : 621.914

Lăzărescu, I. and *Pay, E.* : **Influence of the chipping regime on the kinematic error in the revolution of hobbing machines for spur gears operating by the revolving method.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 667—673

DC 621.224

Lupsiasca, C. and *Bretan, D.* : **Main functional and constructive features of the FVM 5,4—80 hydraulic turbine designed for Paltin Hydro-Power Station.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 674—676

DC 621.43-222.001.5

Roşca, I. : **Considerations on the corners in the numerical determination of the efforts inside a cylinder subjected to thermal, symmetrical axial stress.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 677—679

DC 621.515.001.24

Stamatescu, C., Grigoriu, M., Radcenco, V. and *Duicu, T ;* **Contributions to the calculation of certain parameters of centrifugal compressors.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr, 11, p. 679—682

DC 621.436 : 629.113 : 629.12

Willmann, H. J. : **Utilization of SKL diesel engines for ships and on land.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 11, p. 682—689

Considerații privind realizarea unei agregări optime între plugul pentru pante și tractorul pe șenile

Ing. Ilie BABICIU – I.C.P.M.A. – București

Cultivarea solurilor pe pante reclamă executarea arăturilor pe curbele de nivel cu întoarcerea brazdei spre deal sau spre vale, aceasta pentru a evita eroziunea solului. Arătura cu întoarcerea brazdei spre deal este limitată de unghiul pantei. Din cercetările efectuate pînă în prezent rezultă că brazda poate fi răsturnată spre deal în condiții acceptabile pînă la un unghi al pantei de cel mult 12°. În aceste condiții se pot executa arături cu pluguri reversibile în agregat cu tractoarele pe roți.

Arăturile executate pe pante mai mari decît 12° se fac în bune condiții cu agregatele formate din pluguri reversibile și tractoare pe șenile, cînd acestea se deplasează pe curbele de nivel, cu întoarcerea brazdei spre vale.

Pornind de la elementele care intervin în funcționarea agregatului tractor pe șenile-plug, în condițiile lucrului în pantă, se vor stabili unele concluzii privind necesitatea unor dispozitive de agregare, precum și construcția și reglarea lor.

La constituirea agregatelor formate din tractoare pe șenile și pluguri este necesar să se țină seamă de următoarele :

1. modificarea repartiției presiunilor pe organele de propulsie și influența ei asupra forțelor de tracțiune ;
2. corelarea poziției centrului instantaneu de rotație funcție de modificarea în plan transversal a poziției centrului de presiune a șenilelor tractorului ;
3. deplasarea tractorului cu ambele șenile pe teren nearat.

1. *Modificarea repartiției presiunilor pe organele de propulsie și influența ei asupra forțelor de tracțiune*

În cazul deplasării tractorului cu șenile pe direcția curbelor de nivel constant ale pantei (fig. 1), cele două șenile se încarcă diferit, conform relațiilor :

$$Z'_1 = \frac{0{,}5\ B\cos\beta - h_G \sin\beta}{B}\,G, \qquad (1)$$

$$Z'_2 = \frac{0{,}5\ B\cos\beta + h_G \sin\beta}{B}\,G, \qquad (2)$$

adică $Z'_2 > Z'_1$, deci șenila din vale este mai încărcată decît șenila din deal.

Rezultanta celor două forțe $Z'_1 + Z'_2 = G\cos\beta$ trece printr-un punct O_i deplasat față de axa tractorului spre șenila mai încărcată cu distanța :

$$\Delta B_0 = \frac{B}{2}\,\frac{Z'_2 - Z'_1}{Z'_2 + Z'_1} = h_G\,\mathrm{tg}\beta. \qquad (3)$$

Acest punct este denumit centrul de presiune al tractorului și este punctul în care direcția forței de greutate a tractorului înțeapă planul pantei.

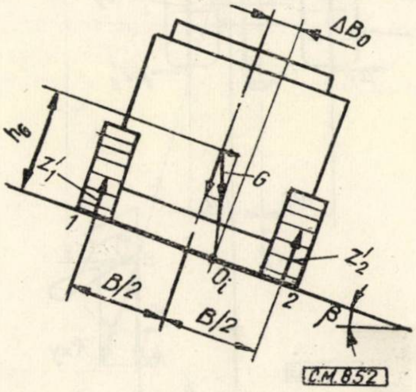


Fig. 1

Întrucît forțele de tracțiune utile disponibile la cele două șenile (fig. 2) depind de încărcarea lor, conform relațiilor :

$$F_{c_1 max} = \varphi Z'_1 - f Z'_1 = (\varphi - f)\ Z'_1 \qquad (4)$$

$$F_{c_2 max} = \varphi Z'_2 - f Z'_2 = (\varphi - f)\ Z'_2\,, \qquad (5)$$

(unde φ este coeficientul de aderență dintre șenile și sol, iar f este coeficientul pierderilor la rostogolirea șenilelor pe sol) datorită inegalității $Z'_2 > Z'_1$ rezultă că :

$$F_{c_2\,max} > F_{c_1\,max}, \qquad (6)$$

deci șenila din vale poate dezvolta o forță de tracțiune mai mare decît șenila din deal. Rezultanta celor două forțe maxime de tracțiune ale șenilelor este :

$$F_{c\,max} = F_{c_1\,max} + F_{c_2\,max} \qquad (7)$$

și este aplicată tot în punctul de presiune al tractorului întrucît :

$$\Delta B_0 = \frac{B}{2}\,\frac{F_{c_2\,max} - F_{c_1\,max}}{F_{c_2\,max} + F_{c_1\,max}} = \frac{B}{2}\,\frac{Z'_2 - Z'_1}{Z'_2 + Z'_1}. \qquad (8)$$

În funcţie de $F_{c\,max}$, forţele de tracţiune maxime din şenile au expresia:

$$F_{c_1\,max} = \frac{B - 2\Delta B_0}{2B} F_{c\,max}, \tag{9}$$

$$F_{c_2\,max} = \frac{B + 2\Delta B_0}{2B} F_{c\,max}. \tag{10}$$

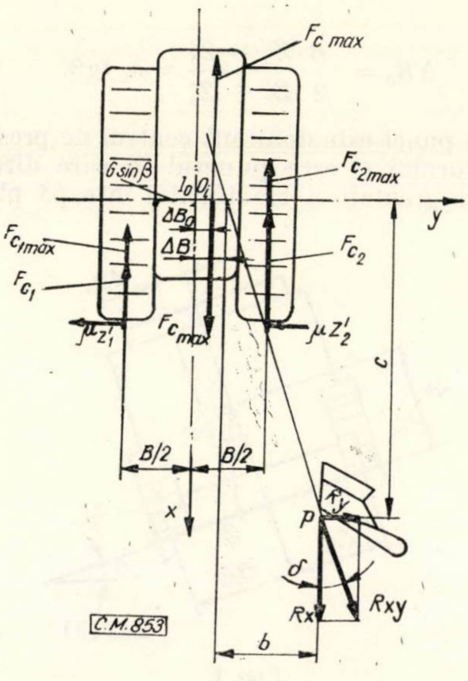


Fig. 2

2. *Corelarea poziţiei centrului instantaneu de rotaţie funcţie de modificarea în plan transversal a poziţiei centrului de presiune a şenilelor tractorului*

Dacă asupra tractorului acţionează în planul pantei o forţă rezistentă R_{xy} de componente R_x şi Ry, aplicată într-un punct P, avînd o direcţie oarecare şi sensul din figura 2, scriind condiţiile de echilibru ale forţelor în planul pantei rezultă:

$$F_{c_1}\left(\frac{B}{2} + \Delta B\right) + R_x b - R_y c - F_{c_2}\left(\frac{B}{2} - \Delta B\right) = 0, \tag{11}$$

$$F_{c_1} + F_{c_2} - R_x = 0, \tag{12}$$

$$R_y - \mu(Z_1 + Z_2) + G\sin\beta = 0. \tag{13}$$

Deoarece $R_y = \frac{b}{c} R_x$, după înlocuire şi unele transformări ale relaţiilor (11), (12), şi (13) rezultă:

$$\frac{F_{c_1}}{F_{c_2}} = \frac{B - 2\Delta B}{B + 2\Delta B}, \tag{14}$$

$$F_{c_1} = \frac{B - 2\Delta B}{B + 2\Delta B} F_{c_2}, \tag{15}$$

$$F_{c_2} = \frac{B + 2\Delta B}{B - 2\Delta B} F_{c_1}, \tag{16}$$

$$R_x = F_{c_1} + F_{c_2}, \tag{17}$$

$$R_y = \frac{b}{c}(F_{c_1} + F_{c_2}). \tag{18}$$

Mărimea forţelor de tracţiune din şenile (F_{c_1} F_{c_2}) este limitată de patinare, la valorile forţelor de aderenţă $F_{c_1\,max}$ şi $F_{c_2\,max}$ date de relaţiile (4) şi (5) sau (9) şi (10), în care $\Delta B_0 > 0$.

Ţinînd seamă de aceste limite, se va determina în continuare cît de mare poate să fie forţa rezistentă $R_x = F_{c_1} + F_{c_2}$ pe direcţia de înaintare, astfel ca tractorul să se deplaseze rectiliniu.

Relaţia (14) arată că atunci cînd asupra tractorului acţionează o forţă rezistentă R_{xy} (de componente R_x şi R_y), aplicată într-un punct P şi avînd sensul şi direcţia din figura 2, în şenilele sale se dezvoltă forţe de tracţiune care depind de mărimea ΔB – adică de direcţia forţei rezistente R_{xy}.

ΔB este distanţa luată pe axa centrelor de presiune ale şenilelor, între intersecţia acesteia cu axa longitudinală de simetrie a tractorului şi cu direcţia forţei R_{xy}.

Dacă $\Delta B = 0$, din relaţiile (14) şi (16) rezultă:

$$F_{c_1} = F_{c_2}, \tag{19}$$

adică forţele de tracţiune ale celor două şenile trebuie să fie egale.

Întrucît în şenila (1) tractorul nu poate dezvolta o forţă de tracţiune mai mare decît forţa de aderenţă $F_{c_1\,max}$ rezultă că:

F_{c_1} devine $F_{c_1\,max}$

şi conform relaţiei (19):

$$F_{c_2} = F_{c_1} = F_{c_1\,max}.$$

Înlocuind în relaţia (14) şi ţinînd seamă de relaţia (9), rezultă:

$$R_x = 2F_{c_1\,max} = \frac{B - 2\Delta B_0}{B} F_{c\,max}. \tag{20}$$

Întrucît $\Delta B_0 > 0$, rezultă că:

$$R_x < F_{c\,max}, \tag{21}$$

de unde rezultă concluzia: dacă direcţia forţei rezistente R_{xy} trece prin punctul în care se proiectează centrul de greutate al tractorului pe planul pantei, rezistenţa la tracţiune pe direcţia de înaintare este mai mică decît forţa maximă de tracţiune a tractorului şi egală cu dublul forţei de tracţiune a şenilei din deal.

Dacă $\Delta B < 0$, din relaţia (14) şi (16) rezultă :

$$F_{c_1} > F_{c_2}, \tag{22}$$

adică în şenila (1) trebuie să se dezvolte o forţă de tracţiune mai mare decît în şenila (2). Întrucît forţa maximă din şenila (1) nu poate depăşi forţa de aderenţă $F_{c_1\,max}$ conform relaţiilor (9) şi (16) rezultă :

$$F_{c_1} = F_{c_1\,max} = \frac{B - 2\Delta\ B_0}{2B} F_{c\,max},$$

$$F_{c_2} = \frac{B + 2\Delta B}{B - 2\Delta B} F_{c_1} = \frac{B + 2\Delta B}{B - 2\Delta B} \cdot \frac{B - 2\Delta B_0}{2\Delta B} F_{c\,max},$$

iar conform relaţiei (17) :

$$R_x = \frac{B - 2\Delta B_0}{B - 2\Delta B} F_{c\,max}. \tag{23}$$

Întrucît $\Delta B_0 > 0$ iar $\Delta B < 0$, se constată că :

$$R_x < F_{c\,max}, \tag{24}$$

adică tractorul nu poate dezvolta întreaga capacitate de tracţiune de care dispune. Dacă rezistenţa R_x depăşeşte valoarea dată de relaţia (23), şenila din deal patinează, iar şenila din vale, avînd o disponibilitate de forţă de tracţiune, va produce virarea tractorului spre deal.

Dacă $\Delta B > 0$, din relaţiile (14) şi (16) rezultă :

$$F_{c_1} < F_{c_2}, \tag{25}$$

adică şenila din vale trebuie să dezvolte o forţă de tracţiune mai mare decît şenila din deal.

Întrucît forţa maximă de tracţiune din şenila (2) nu poate depăşi forţa de aderenţă $F_{c_2\,max}$ conform relaţiilor (10) şi (15) rezultă :

$$F_{c_2} = F_{c_2\,max} = \frac{B + 2\Delta B_0}{2B} F_{c\,max},$$

$$F_{c_1} = \frac{B - 2\Delta B}{B + 2\Delta B} F_{c_2} = \frac{B - 2\Delta B}{B + 2\Delta B} \cdot \frac{B + 2\Delta\ B_0}{2\ B} F_{c\,max}$$

şi :

$$R_x = \frac{B + 2\Delta B_0}{2 + 2\Delta B} F_{c\,max}. \tag{26}$$

Relaţia (26) comportă următoarele discuţii :

— dacă $\Delta B > \Delta B_0$ rezultă :

$$R_x < F_{c\,max}, \tag{27}$$

adică tractorul nu poate dezvolta întreaga capacitate de tracţiune de care dispune. Dacă rezistenţa R_x depăşeşte valoarea dată de relaţia (26), şenila din vale patinează, iar şenila din deal, avînd disponibilitate de tracţiune, va produce virarea tractorului spre vale ;

— dacă $\Delta B < \Delta B_0$, rezultă conform relaţiei (26) :

$$R_x > F_{c\,max},$$

ceea ce reprezintă o imposibilitate fizică întrucît s-a depăşit posibilitatea de tracţiune a tractorului. Această imposibilitate se datoreşte faptului că la stabilirea relaţiei (26) s-a pus condiţia ca şenila (2) să dezvolte forţa de aderenţă maximă. În acest caz, şenila (1) ar trebui să dezvolte, conform relaţiei (15), o forţă peste forţa maximă de aderenţă $F_{c_1\,max}$ de care dispune, ceea ce este imposibil. De aici rezultă că, în această ipoteză ($\Delta B < \Delta B_0$), forţa din şenila (1) atinge mai repede limita de aderenţă şi atunci, conform relaţiilor (9) şi (16), rezultă :

$$F_{c_1} = F_{c_1\,max} = \frac{B - 2\Delta B_0}{2\Delta B} F_{c\,max},$$

$$F_{c_2} = \frac{B + 2\Delta B}{B - 2\Delta B} F_{c_1} = \frac{B + 2\Delta B}{B - 2\Delta B} \cdot \frac{B - 2\Delta B_0}{2\Delta B} F_{c\,max},$$

iar din (17) :

$$R_x = \frac{B - 2\Delta B_0}{B - 2\Delta B} F_{c\,max}. \tag{28}$$

Întrucît $0 < \Delta B < \Delta B_0$, rezultă :

$$R_x < F_{c\,max}, \tag{29}$$

adică tractorul nu poate dezvolta întreaga forţă maximă de tracţiune de care dispune. Dacă rezistenţa R_x depăşeşte valoarea dată de relaţia (28), şenila din deal patinează, iar şenila din vale, avînd o disponibilitate de forţă de tracţiune, va produce virarea tractorului spre deal ;

— dacă $\Delta B = \Delta B_0$, rezultă din ambele relaţii (26) cît şi din relaţia (28) :

$$R_x = F_{c\,max}, \tag{30}$$

adică tractorul dezvoltă întreaga capacitate de tracţiune a şenilelor sale.

Pe baza analizei de mai sus rezultă că, datorită deplasării punctului de aplicaţie al forţei de tracţiune faţă de axa tractorului cînd acesta lucrează după direcţia liniei de nivel a pantei, tractorul poate dezvolta întreaga capacitate de tracţiune a ambelor şenile numai dacă direcţia forţei rezistente trece prin centrul de presiune al tractorului, indiferent de punctul de aplicaţie al forţei rezistente.

De concluzia de mai sus trebuie să se ţină seamă la agregarea de tractor a uneltelor pentru lucru pe pante.

În cazul plugurilor se ştie că forţele din organele active ale plugului se pot reduce la o rezultantă unică a cărei proiecţie pe planul de lucru al plugului (planul pantei) este R_{xy} şi că pentru un anumit plug această forţă se aplică într-un punct care-şi păstrează poziţia constantă în raport cu plugul. Direcţia acestei forţe trece prin centrul instantaneu de rotaţie al mecanismului de agregare al plugului. Dar, conform concluziilor de mai sus, pentru ca tractorul să poată dezvolta întreaga capacitate de tracţiune a şenilelor, direcţia acestei forţe trebuie să treacă şi prin centrul de presiune al tractorului, ceea ce este posibil numai dacă cele trei puncte sînt coliniare.

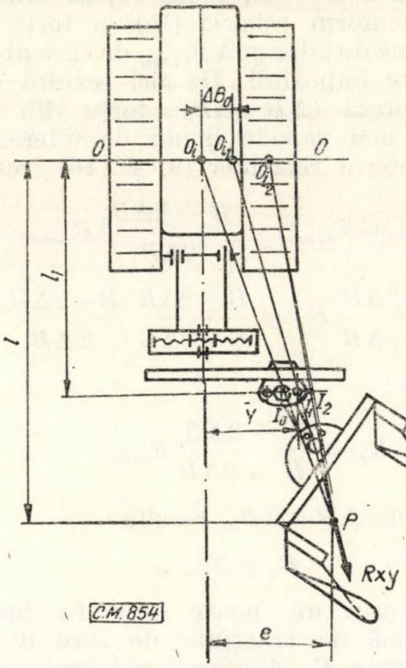


Fig. 3

Din cele de mai sus se poate trage concluzia că dispozitivele de agregare ale plugului trebuie astfel construite, încît să realizeze coliniaritatea celor trei puncte caracteristice.

Aceasta se poate realiza prin:

a) Montarea cadrului plugului articulat pe o glisieră care se poate deplasa lateral faţă de tractor, pînă cînd direcţia forţei R_{xy} trece prin centrul de presiune al tractorului (fig. 3).

Valoarea deplasării transversale Y a centrului instantaneu de rotaţie în cazul plugului echipat cu glisieră (astfel încît să fie îndeplinită condiţia de coliniaritate între cele trei puncte O_i, I_0 şi P) este dată de relaţia:

$$\frac{Y-\Delta B_0}{l_1}=\frac{e-\Delta B_0}{l_1}, \qquad (31)$$

de unde:

$$Y=\frac{(l-l_1)\,\Delta B_0+el_1}{l}; \qquad (32)$$

în care:

l este distanţa pe direcţia de înaintare dintre punctul de aplicaţie al forţei R_{xy} pe plug şi planul vertical transversal ce conţine centrul de presiune al şenilelor tractorului:

e — distanţa dintre punctul de aplicaţie al forţei R_{xy} pe plug şi urma planului perpendicular pe suprafaţa terenului, ce conţine axa longitudinală de simetrie a tractorului;

ΔB_0 — excentricitatea în plan transversal a centrului de presiune dat de relaţia (3).

La un agregat dat, valorile l, l_1 şi e fiind constante, rezultă din relaţia (32) că deplasarea Y a centrului instantaneu de rotaţie creşte o dată cu deplasarea transversală ΔB_0 a centrului de presiune (care coincide cu punctul de aplicaţie al forţelor F_{c_1} şi F_{c_2}), adică o dată cu înclinarea tractorului în plan transversal, cînd acesta se deplasează pe curbele de nivel.

Acest mecanism prezintă următoarele dezavantaje:

— complică construcţia plugului;

— reclamă înlocuirea tiranţilor inferiori ai mecanismului de ridicare de la tractor cu un jug special care nu permite oscilarea lui în plan orizontal.

b) Deplasarea longitudinală (fig. 4), pe axa de simetrie a tractorului, a centrului instantaneu de rotaţie I_0 prin varierea unghiului de înclinare a tiranţilor inferiori, văzuţi în plan orizontal, cu ajutorul unui ax special montat pe plug, ce are lungimea variabilă (fig. 8).

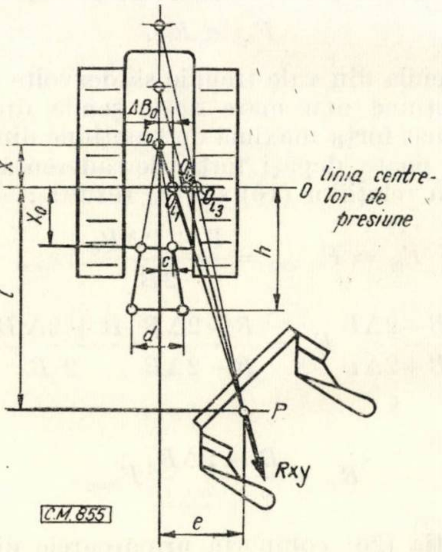


Fig. 4

Valoarea deplasării X (fig. 4) a centrului instantaneu de rotaţie I_0 pe axa longitudinală de simetrie a tractorului, funcţie de deplasarea transversală a punctului de aplicaţie al forţelor F_{c_1} şi F_{c_2} O_i, se poate determina din relaţia:

$$\frac{X}{\Delta B_0}=\frac{X+l}{e}, \qquad (33)$$

de unde :

$$X = \frac{l}{\dfrac{e}{\Delta B_0} - 1}. \qquad (34)$$

Din relaţia (34) rezultă că valoarea lui X creşte o dată cu creşterea lungimii l, a deplasării ΔB_0 şi descreşte o dată cu creşterea excentricităţii e. Întrucît, pentru un agregat dat, l şi e au valori constante, rezultă că mărimea lui X creşte numai cu creşterea deplasării transversale ΔB_0 a centrului de presiune O_i, adică cu creşterea pantei pe care se lucrează şi invers.

În cazul deplasării centrului instantaneu de rotaţie pe axa longitudinală de simetrie a tractorului, modificarea distanţei X se poate realiza prin modificarea lungimii axului plugului (fig. 4), adică a distanţei d.

Din figura 4 se poate scrie relaţia :

$$\frac{X + X_0}{c} = \frac{X + h}{\dfrac{d}{2}}, \qquad (35)$$

de unde :

$$\frac{d}{2} = \frac{c \cdot h}{X + X_0} + \frac{c}{1 + \dfrac{X_0}{X}}, \qquad (36)$$

în care :

d este distanţa dintre nucile tiranţilor inferiori ai mecanismului de ridicare al tractorului, în proiecţie orizontală ;

c — distanţa dintre urma planului perpendicular pe suprafaţa terenului ce conţine axa longitudinală de simetrie a tractorului şi articulaţia de prindere a tiranţilor inferiori pe tractor ;

h — distanţa dintre planul H transversal perpendicular pe suprafaţa terenului, care conţine centrul de presiune O_i şi extremitatea în proiecţie a tiranţilor inferiori ai mecanismului de ridicare al tractorului ;

X_0 — distanţa dintre planul H şi planul transversal perpendicular pe teren, care conţine articulaţiile de prindere a tiranţilor inferiori ai mecanismului de ridicare pe tractor.

Cunoscînd că pentru un agregat dat, format din tractor şi plug, valorile distanţelor c, h, X_0 sînt constante, rezultă din formula (36) că lungimea axului plugului (d) variază în funcţie de deplasarea X a centrului instantaneu de rotaţie I_0, în sensul că dacă valoarea lui X creşte, distanţa d descreşte după curba arătată în figura 5 şi invers. Curba din figura 5 s-a construit pe baza adoptării următoarelor valori de calcul pentru tractorul de 40 CP pe şenile : $h = 166$ cm, $c = 20$ cm, şi $X_0 = 96$ cm. Cu alte cuvinte, distanţa d se micşorează o dată cu creşterea înclinării tractorului cînd acesta se deplasează pe curbele de nivel.

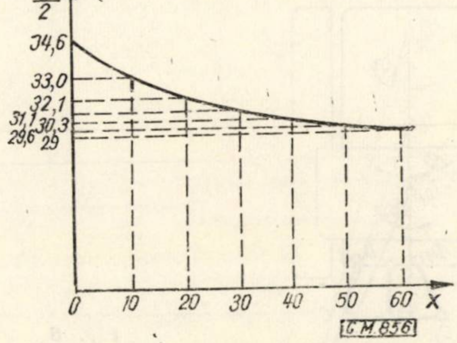


Fig. 5

Din relaţiile (34) şi (36) reiese că lungimea axului plugului d este funcţie de unghiul pantei β, $d = f(\beta)$, prin urmare o dată cu modificarea înclinării tractorului în plan transversal, adică a unghiului pantei β, este necesar să se modifice corespunzător distanţa d dintre nucile tiranţilor inferiori. Aceasta ar reclama un dispozitiv automat de reglare a lungimii axului plugului d funcţie de înclinarea tractorului, ceea ce ar conduce la complicarea construcţiei. Din figura 5 reiese că pentru variaţii mari ale distanţei X, deci ale înclinării tractorului $X = f(\beta)$, se obţin variaţii mici ale lungimii d a axului plugului, rezultînd din acestea că este suficient dacă treptele de reglare a axului plugului se fac pentru fiecare variaţie de 5° a unghiului β (deci de înclinare a tractorului).

Reglajul lungimii axului plugului d, pentru panta medie a parcelei ce urmează a fi arată, satisface condiţia ca agregatul să lucreze în condiţii bune atunci cînd, în direcţia deplasării tractorului, unghiul pantei (adică unghiul de înclinare transversală a tractorului) variază între ± 5° faţă de treapta de reglaj iniţială.

Acest sistem elimină dezavantajele menţionate la punctul a). Prezintă însă dezavantajul că se poate aplica numai la unelte ce lucrează excentric faţă de axa longitudinală de simetrie a tractorului.

3. *Deplasarea tractorului cu ambele şenile pe teren nearat*

Aceasta conduce în majoritatea cazurilor la formarea de agregate excentrice faţă de tractor. În cele ce urmează se va arăta influenţa dezaxării dintre punctul de aplicaţie al forţei R_{xy} aplicată pe plug şi centrul instantaneu de rotaţie (punctul I_0) asupra plugului (fig. 6).

Din figura 6 se observă următoarele :

— deplasarea centrului instantaneu de rotaţie în punctul I_{01}, pe axa longitudinală de simetrie a tractorului, schimbă direcția de tracțiune a plugului și atrage după sine mărirea rezistenței la tracțiune ($R_{xy1} > R_{xy0}$);

— deplasarea centrului instantaneu de rotație, în punctul I_0 schimbă direcția de tracțiune a plugului (micșorînd unghiul dintre direcția de înaintare și direcția forței de tracțiune) și atrage după sine micșorarea rezistenței la tracțiune a plugului ($R_{xy2} < R_{xy0}$).

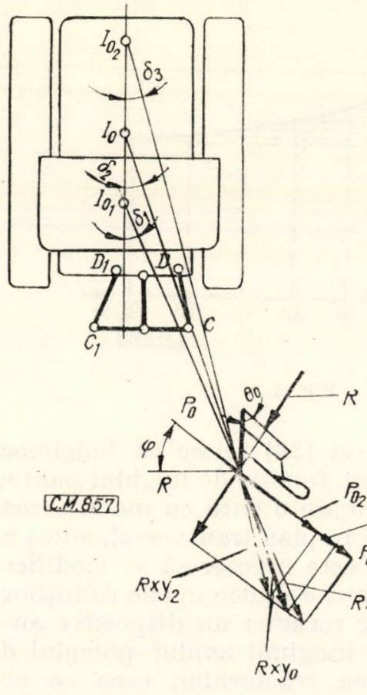


Fig. 6

Creșterea sau micșorarea rezistenței la tracțiune a plugului R_{xy} este funcție de mărimea unghiului δ și de mărimea coeficientului de frecare al oțelului pe sol (μ = 0,3 ÷ 0,8 după profesorul H. V. Sciucikin).

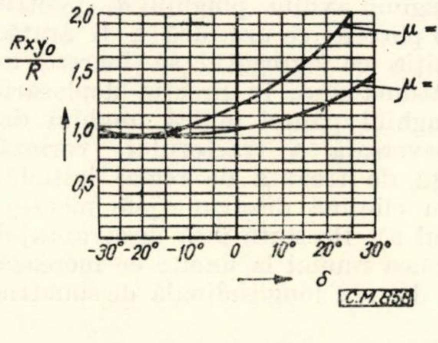


Fig. 7

Dacă se exprimă forța R_{xy0} funcție de forța R (fig. 6), rezultă următoarea relație:

$$R_{xy0} = \frac{R \sin(\theta + 2\varphi)}{\cos(\delta + \varphi)}, \qquad (37)$$

în care:

θ este unghiul pe care îl face tăișul brăzdarului cu peretele vertical al brazdei;

φ — unghiul de frecare $\mu = \text{tg}\varphi$.

În figura 7 este reprezentată variația forței totale de tracțiune R_{xy0} funcție de variația unghiului și de forța R pentru două tipuri de sol μ = 0,3 și μ = 0,8.

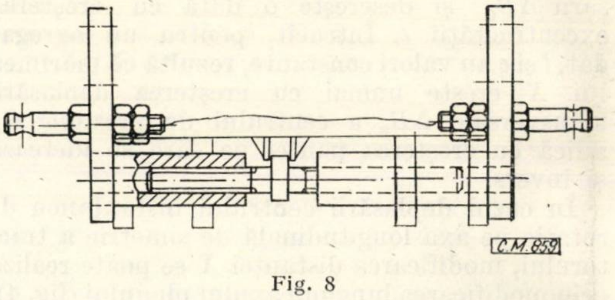


Fig. 8

Din analiza curbelor (1) și (2) (fig. 7) rezultă următoarele:

— raportul dintre forța de tracțiune R_{xy0} și forța R ce acționează pe suprafața activă a trupiței crește o dată cu creșterea unghiului δ;

— viteza de creștere a raportului dintre forțele R_{xy0} și R funcție de unghiul δ este mai mare în cazul solurilor cu un coeficient mare de frecare (μ = 0,8).

Concluziile privind construcția plugurilor purtate pe tractoarele cu șenile, destinate să lucreze în pante, cu deplasarea agregatului pe curbele de nivel sînt următoarele:

— Folosirea integrală a posibilităților de tracțiune a tractoarelor pe șenile, cînd acestea se deplasează de-a lungul curbelor de nivel, reclamă construcția de dispozitive care să ajute deplasarea punctelor de prindere ale uneltei agricole către șenila mai încărcată.

— Agregarea tractorului cu pluguri plasate excentric față de axa longitudinală de simetrie a tractorului (fig. 4) este condiționată de construcția unor dispozitive care să permită deplasarea centrului instantaneu de rotație în așa fel încît să existe coliniaritate între puncul I_0, punctul de aplicație al forței de tracțiune a șenilelor O_i și punctul P de aplicație al forței rezistente R_{xy} pe plug (fig. 4).

— Cu cît crește înclinația transversală a tractorului (cînd acesta se deplasează de-a lungul curbelor de nivel), unghiul δ se micșorează ca rezultat al deplasării centrului instantaneu I_0 transversal sau longitudinal (fig. 6), iar forța rezistentă totală pe plug se micșorează.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Babiciu I.*, ș a. Considerații asupra posibilităților de lucru în pante ale agregatelor de arat. În: Mecanizarea și electrificarea agriculturii, nr. 9/1968.

CZ 621.822.1

Nou tip de lagăr care funcţionează fără lubrificaţie

Ing. Gheorghe CEPTUREANU – Uzina "Rulmentul" – Braşov

Se cunoaşte că un lagăr este organul de maşină care serveşte la rezemarea şi ghidarea unui arbore sau ax permiţînd prelucrarea sarcinii din arbore sau ax în condiţiile în care acesta efectuează o mişcare de rotaţie sau oscilaţie.

Ori de cîte ori prelucrarea sarcinii se face în condiţii de mişcare, apare fenomenul de frecare şi ca urmare căldură şi uzură. Acesta din urmă constituie criteriul cel mai important cu ajutorul căruia se judecă materialul antifricţiune utilizat în lagărul respectiv.

Uzura este factorul care determină timpul cît organul (respectiv lagărul) poate lucra înainte de a fi scos din uz.

În lagărele de alunecare clasice (motoare cu ardere internă sau maşini rotative cu turaţie mare) s-au adoptat măsuri speciale pentru reducerea gradului de uzură a suprafeţelor de lucru. În aceste lagăre, suprafeţele de lucru sînt separate între ele cu ajutorul unui film de lubrifiant care poate suporta sarcini mari datorită presiunilor hidrodinamice care apar în condiţiile respectării unor parametri de proiectare, execuţie şi exploatare bine determinaţi.

Alte metode aplicate în scopul reducerii uzurii suprafeţelor de lucru folosesc corpuri de rostogolire introduse între cele 2 suprafeţe (bile, role) dar şi acestea pun condiţia lubrifierii.

În toate aceste cazuri, este necesară prezenţa unui lubrifiant care să fie în permanenţă activ între cele două suprafeţe de lucru, precum şi o instalaţie exterioară (pompă de ungere dinamică), pompă de gresare sau un rulment costisitor.

În industria construcţiilor de maşini există numeroase cazuri unde utilizarea lubrifianţilor nu este dorită, sau imposibil de efectuat datorită temperaturilor de lucru, condiţiilor de mediu etc. de exemplu : industria alimentară ; industria textilă ; suspensiile autovehiculelor ; compresoare ; echipament de oxigen ; aviaţie ; transportatoare cu traseu prin interiorul cuptoarelor de tratament etc.

Este evidentă necesitatea utilizării unui material antifricţiune în lagăre care să funcţioneze la fel de bine nelubrifiate, şi care să poată suporta sarcini mari cu frecare mică, prin urmare, cu durabilitate mare. Atenţia constructorilor de cuzineţi a fost atrasă de un nou polimer sintetic politetrafluoretilena denumit pe scurt PTFE. Acesta este cunoscut sub denumirea comercială de Teflon sau Fluon.

Acest material prezintă o serie de proprietăţi pozitive şi anume :

— rezistenţă mică la frecare ;

— gamă largă de temperaturi de exploatare ;

— inerţie chimică ;

— imunitate la acţiunea solvenţilor şi apei.

Ca dezavantaje, acest material prezintă :

— coeficient mare de dilatare termică ;

— rezistenţă mecanică mică ;

— conductibilitate termică scăzută.

Pentru exploatarea avantajelor PTFE şi compensarea dezavantajelor lui, s-au făcut cercetări îndelungate.

Astfel s-a stabilit că cuprul poros, impregnat cu PTFE are acelaşi coeficient de frecare ca şi PTFE însuşi.

Acest rezultat a permis obţinerea următoarelor îmbunătăţiri :

— rezistenţă mecanică mare ;

— conductibilitate termică corespunzătoare ;

— coeficient de dilatare termică, redus.

Adaosul de Pb în PTFE a crescut rezistenţa la uzură a acestuia de peste 3 ori.

În final, materialul pentru lagăr obţinut, numit acum DU, se fabrică din trei straturi placate (fig. 1) şi care constă în :

a) bandă de oţel suport cu cupru depus electrolitic

b) strat mijlociu din pulbere de bronz amestecată cu PTFE şi Pb.

c) strat superficial de PTFE + Pb (gros = 0,025 mm).

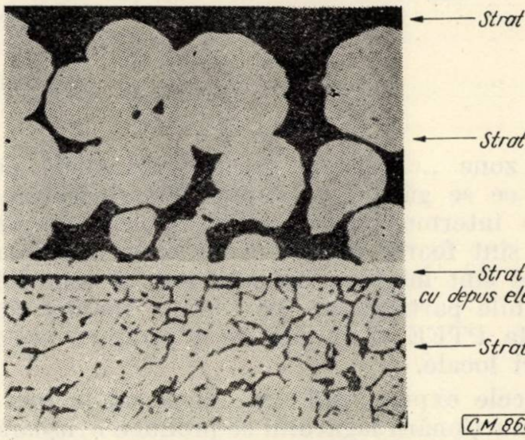


Fig. 1. Construcţia benzii.

Modul de lucru al materialului de antifricţiune DU

Cînd o suprafaţă metalică alunecă pe materialul DU, stratul de PTFE se uzează şi o parte din el se ataşază la suprafaţa fusului de oțel. Această dislocare de PTFE din stratul superficial face ca să ajungă în contact cu suprafața fusului particulele din bronz dispersat din stratul intermediar. Acum, datorită frecării dintre suprafața de oțel și bronz, apar microzone cu temperaturi ridicate și pe aceste zone „calde'' se lipesc particulele de PTFE ce se găsesc pe suprafețele de frecare. Forțele intermoleculare dintre moleculele de PTFE sînt foarte reduse și de aceea frecarea și uzura sînt minime. Aceasta este și una din funcțiunile particulelor de bronz incluse în masa de PTFE și anume de a produce acele încălziri locale.

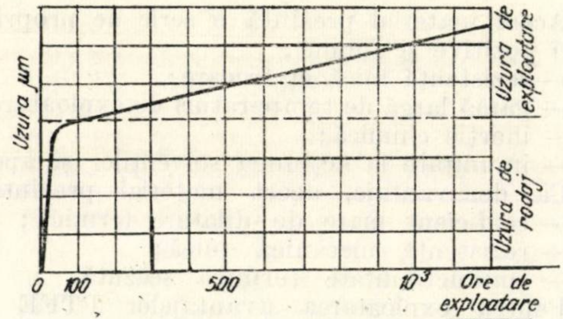
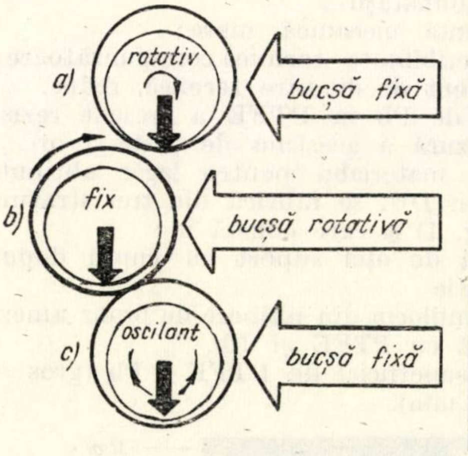


Fig. 2. Uzura în raport cu timpul.



Factorul pV [kgf/cm² · m/min]

Caracterul sarcinii și mișcării	Materialul fusului			
	Oțel moale, fontă, oțel inox. austenitic		Oțel tratat ~50 ± 2HRC	
	10^3 ore	10^4 ore	10^3 ore	10^4 ore
Lagăre plane				
– Semiinele axiale	540	255	640	330
– Glisiere plane	255	125	280	150
Lagăre radiale				
a) Sarcina unidirecțională Bucșă fixă	340	255	540	405
b) Sarcină rotativă Bucșă rotativă	540	405	640	515
c) Sarcină oscilantă Arbore oscilant	640	495	700	515

C.M.862

Fig. 3. Dura'a de viață.

Din cele expuse mai sus reiese că la începutul funcționării lagărului se produce o ușoară uzură (de circa 0,025 mm) a stratului prim de PTFE, uzură care stagnează atunci cînd raportul dintre suprafața particulelor de bronz descoperit și suprafața de PTFE a ajuns la o proporție optimă. În figura 2 se poate urmări procesul de uzură în funcție de timp putîndu-se recunoaște ușor prima fază a procesului de funcționare care corespunde cu o uzură rapidă a primului strat de PTFE (uzură de rodaj), după care uzura rapidă fiind stagnată, se instalează uzura de exploatare care corespunde cu apariția particulelor de bronz din masa stratului 2. Într-un anumit fel putem asimila aportul de PTFE deasupra particulelor de bronz ca fiind aport de substanță unguentă și datorită acestui flux continuu de PTFE uzura este foarte redusă.

Proprietățile materialului DU pentru lagăre uscate

1. *Proprietatea de bază* este posibilitatea de a funcționa fără nici un fel de lubrifiant.

2. *Factorul pV*. Durata de viață poate fi evaluată cu ajutorul factorului pV și în funcție de principalele condiții de utilizare. Cu titlu informativ, factorul pV se situează între maximum $70 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$ pentru fusuri tratate și durate scurte de funcționare și $225 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$ în cazul unor utilizări de lungă durată și fusuri netratate (fig. 3).

3. *Temperaturile de lucru* în care pot fi folosite lagărele pe bază de DU sînt cuprinse între 200°C și + 280°C. Deasupra temperaturii de + 120°C, performanțele lagărelor DU scad progresiv pînă la reducerea cu circa 1/2 din capacitatea de încărcare la atingerea temperaturii de + 280°C.

4. *Coeficientul de frecare* (tab. 1) este foarte redus și este în funcție de : numărul de cicluri efectuate, presiunile specifice de lucru, viteze

etc. Astfel, se pot lua în considerare următoarele valori (în cazul în care factorul pV se situează în cadrul limitelor indicate la pct. 2).

Tabela 1

Presiunea specifică, $\frac{kgf}{cm^2}$	Coeficient de frecare
400–500	0,04
100	0,10
30	0,15
sub 3	0,30

5. *Capacitatea de încărcare* limită este $p_{max} =$ 1400 kgf/cm² pentru cazul vitezelor de alunecare foarte mici.

Tabela 2

Nr. crt.	Genul de sarcină şi funcţionare	Sarcină unitară, p(kgf/cm²)
1.	*Sarcină constantă*	
	— mişcare foarte lentă de ordinul cm/min sarcina constantă	1 400
	— mişcare lentă, de ordinul m/min rotativă sau oscilantă, sarcină constantă nedeplasabilă în raport cu suprafaţa lagărului	560
2.	*Sarcină variabilă*, sau sarcină constantă deplasabilă în raport cu lagărul	
	— mişcare sub 10^5 cicluri ; temperatură moderată	280
	— mişcare peste 10^7 cicluri ; temperatură ridicată	140

În tabela 2 sînt prezentate valorile sarcinii unitare admisibile pentru diferite situaţii de funcţionare.

Suprafaţa de calcul este suprafaţa cuzinetului proiectată pe un plan orizontal.

6. *Proprietăţi fizice ale materialului DU* :

— coeficientul de dilatare liniară $11 \times 10^{-6}/°C$ paralel cu suprafaţa ;

— coeficientul de dilatare liniară în raport cu grosimea, $30 \times 10^{-6}/°C$;

— rezistenţa la compresiune minimă 32 kgf/mm²

— conductibilitatea termică după „rodaj" măsurată în direcţia grosimii peretelui bucşei,

$$0{,}1 \frac{\text{Cal}}{\text{cm° C.s}}.$$

7. *DU suportă* bine medii cu multe impurităţi, dar unde este posibilă o etanşare, aceasta trebuie aplicată, deoarece prelungeşte cu mult durata de funcţionare.

8. *DU este indiferent* faţă de prezenţa majorităţii solvenţilor, acizilor şi a multor lichide industriale sau gaze.

9. *Glisarea* în lagărele de DU este lină şi silenţioasă ; nu există efect de blocare la pornire sau la schimbarea direcţiei.

10. *Lagărele cu DU* nu manifestă fenomene electrostatice.

11. *Lagărele cu DU sînt subţiri şi uşoare* şi ocupă un spaţiu minim.

12. *DU nu contaminează* şi nu murdăreşte produsele prelucrate în maşini dotate cu lagăre DU, ca în cazul lagărelor ce necesită ungere.

Aplicaţiile lagărelor fără ungere pe bază de DU

După cum rezultă din multiplele calităţi ale acestui nou material de lagăre, cea mai importantă fiind aceea că nu necesită întreţinere, numeroase pot fi domeniile de utilizare ale acestor lagăre la noi în ţară, dintre care se menţionează cele mai importante :

În industria de autovehicule. În ultimii ani, în industria mondială de autovehicule s-a impus tendinţa ca intervalele de întreţinere curentă să fie mult mărite şi ca în unele cazuri, să dispară complet. Corespunzînd pe deplin acestor condiţii, în construcţiile moderne de autovehicule se aplică cu succes acest tip de lagăr.

Cîteva exemple de utilizare :

— bucşe pentru axele pedalelor ambreiajului, frînei şi acceleraţiei ;

— bucşe pentru axul fluturaşului de la carburator la cutia de viteze ;

— bucşe pentru balamalele uşilor ;

— bucşe pentru mecanismele ştergătoarelor de parbriz ;

— bucşe expuse prafului şi apei pentru şasiurile autovehiculelor ;

— bucşe pentru axele fuzetelor ;

— bucşe pentru cutiile de viteze ;

— bucşe pentru amortizoare.

În industriile poligrafică şi textilă. În industriile poligrafică şi textilă, lubrifierea lagărelor maşinilor nu este de dorit întrucît ungerea cauzează degradări înseşi produselor fabricate.

Cea mai importantă obiecţie împotriva folosirii bucşelor lubrifiate, la maşini textile, în afară de pătarea produselor, este faptul că uleiul şi unsoarea tind să reţină firele şi alte impurităţi din aer, ceea ce constituie un pericol de incendiu. De asemenea, în lagărele bazate pe DU sînt absente fenomenele electrostatice.

În transporturile feroviare. Bucşele DU au fost aplicate la articulaţiile mecanismelor de macaze care lucrează în condiţii de umezeală şi praf. Durabilitatea obţinută în exploatarea bucşelor din DU a fost de zece ori mai mare decît în cazul utilizării bucşelor din bronz.

În industria aviatică. Există în aviaţie multe sisteme de pîrghii cu articulaţii, care la altitudini mari sînt expuse unor condiţii atmosferice extrem de severe. Vaselinele obişnuite nu pot fi folosite în nici un caz, iar articulaţiile cu rulmenţi sînt expuse deteriorării din cauza vibraţiilor.

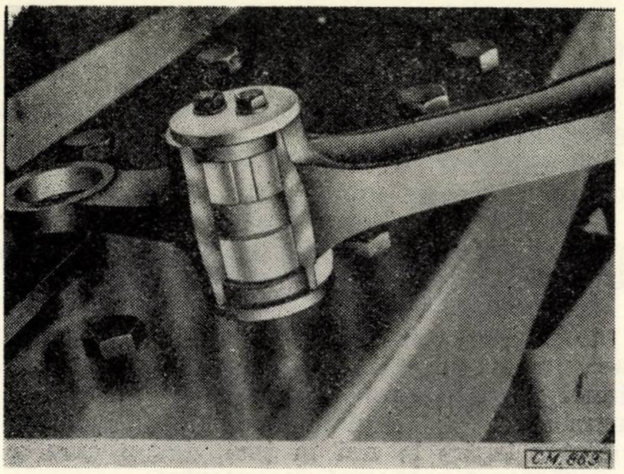


Fig. 4. Utilizarea bucşelor DU la axele pedalelor ambreiajului frînei sau acceleraţiei autovehiculelor.

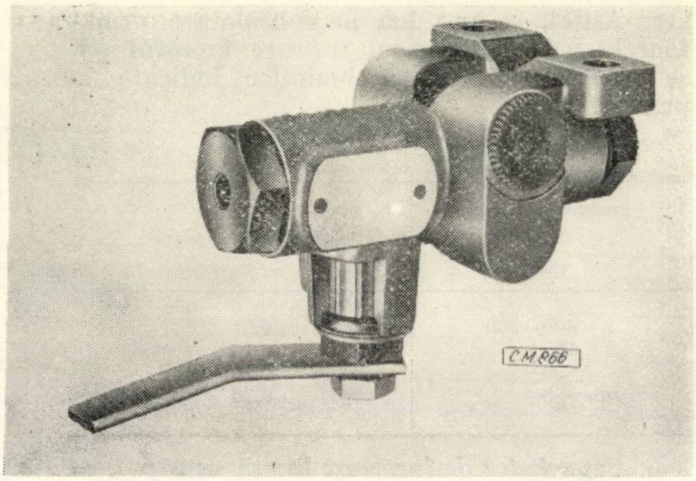


Fig. 7. Utilizarea bucşelor DU pentru ventile de aer, oxigen etc.

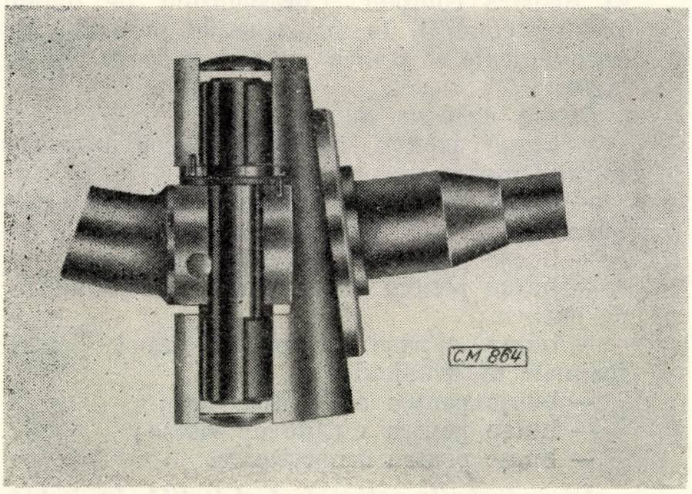


Fig. 5. Utilizarea bucşelor DU pentru axul mecanismului de direcţie al autovehiculelor.

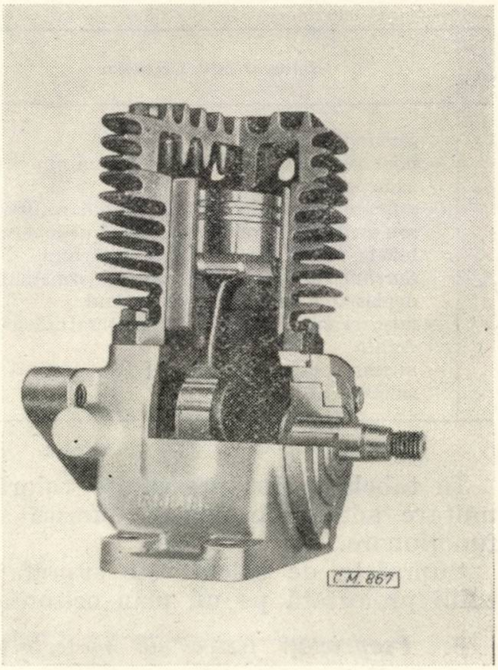


Fig. 8. Utilizarea bucşelor DU pentru compresoare uşoare.

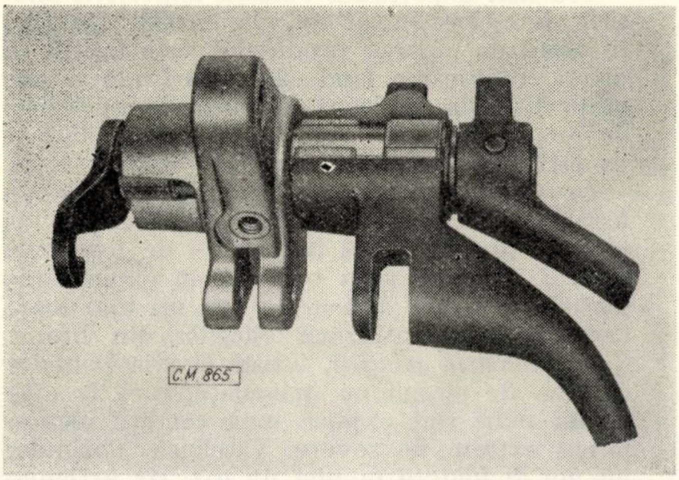


Fig. 6. Utilizarea bucşelor DU pentru diferite pedale de comandă.

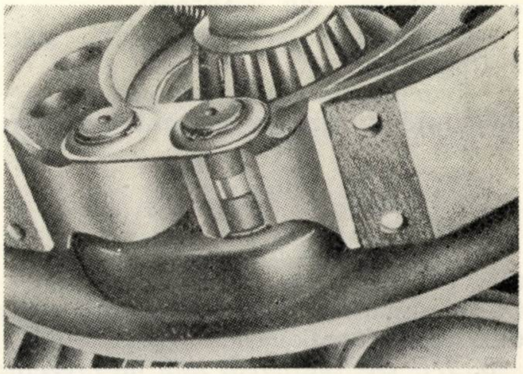


Fig. 9. Utilizarea bucşelor DU pentru articulaţiile saboţilor frînelor de autovehicule.

În industria electrotehnică şi electronică. În echipamentul electric cum ar fi : contactoare, sisteme radar, calculatoare, magnetofoane etc. sînt folosite aproape exclusiv bucşe DU deoarece în aceste maşini şi echipamente, lagărele au poziţii inaccesibile pentru lubrifiere şi aplicarea unor sisteme complicate de ungere ar fi practic imposibile.

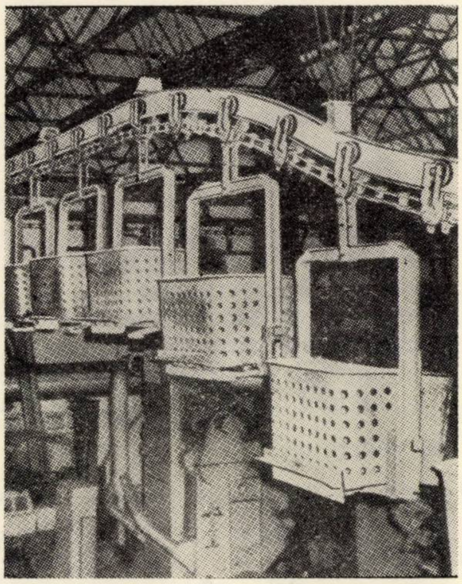


Fig. 10. Utilizarea bucşelor DU pentru rolele monoraiurilor.

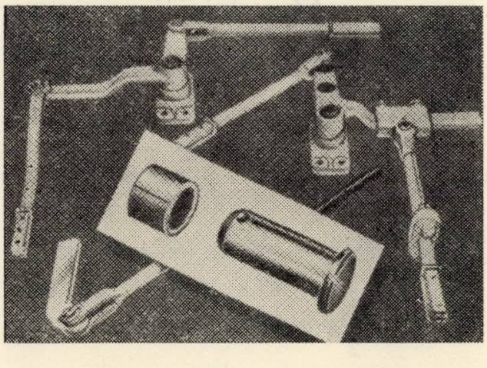


Fig. 11. Utilizarea bucşelor DU pentru mecanismele macazurilor de cale ferată.

În domeniul construcţiilor de mecanică generală. În numeroase construcţii mecanice bucşele pe bază de DU au luat locul materialelor clasice de antifricţiune, mărindu-le durata de exploatare, mărindu-le domeniul de aplicabilitate sau făcîndu-le capabile să lucreze în condiţii termice improprii pentru lagărele obişnuite care necesită permanent un lubrifiant între suprafeţele de alunecare.

Astfel, lagărele DU se întrebuinţează în mod curent cu rezultate foarte bune în : automatică, maşini-unelte, dispozitive de comandă pentru industria navală, utilaje pentru fabricarea hîrtiei, contoare de gaz, lăgăruiri de poduri, scripeţi, conveiere, lifturi, echipament medical, transportoare suspendate cu trasee prin zone cu temperatură foarte ridicată, utilaje pentru industria alimentară şi farmaceutică.

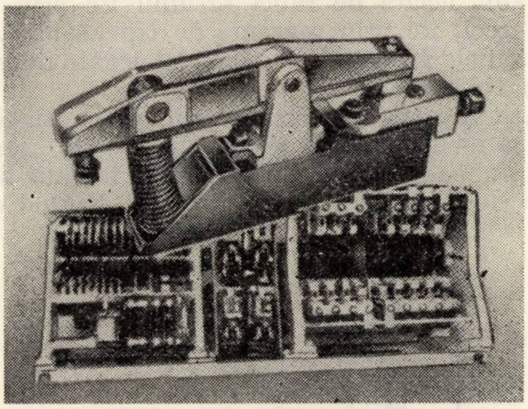


Fig. 12. Utilizarea bucşelor DU pentru aparatură de comandă electrică.

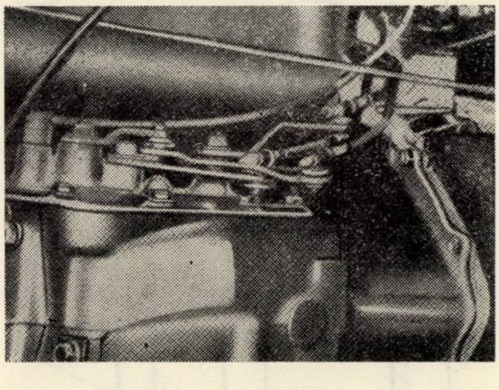


Fig. 13. Utilizarea bucşelor DU pentru mecanismul schimbătorului de viteze la autovehicule.

În figurile 4 — 13 se prezintă cîteva dintre exemplele de utilizare menţionate mai sus.

În încheiere, se poate evidenţia faptul că datorită calităţilor deosebite ale materialului de antifricţiune DU, comodităţii de exploatare a acestuia şi preţului de cost redus în comparaţie cu al celorlalte tipuri de lagăre (de alunecare sau rostogolire), acest material de lagăre, se va impune într-un viitor foarte apropiat, cu siguranţă într-o mare varietate de maşini şi utilaje ce vor fi fabricate în ţara noastră.

BIBLIOGRAFIE

[1] Prospectul materialelor DU al firmei Glacier-Anglia.

CZ 621–272

Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic în foi

Prof. dr. ing. Ioan DEUTSCH – Institutul politehnic Brașov
Conf. ing. Virgil OLARIU – Institutul politehnic – Brașov

Arcurile semieliptice în foi au o largă utilizare în cadrul suspensiilor vehiculelor rutiere și feroviare.

La vehiculele rutiere arcurile semieliptice în foi sînt legate de rama șasiului fie prin bolț și cercel, fie prin reazeme de tip ,,sanie''. La vehiculele feroviare arcurile sînt legate adeseori prin eclise oblice.

Atît în cazul legăturilor prin cercel sau eclise oblice cît și în cazul reazemelor de tip ,,sanie'' reacțiunea Q din legătură este orientată după raza de curbură a arcului (fig. 1). Notînd cu v săgeata pe verticală și cu L deschiderea arcului, literatura de specialitate [4] prescrie, în cazul micilor deformații, condiția: $v/L \leqslant 0{,}1$, care este satisfăcută de majoritatea arcurilor în foi ale vehiculelor rutiere și feroviare.

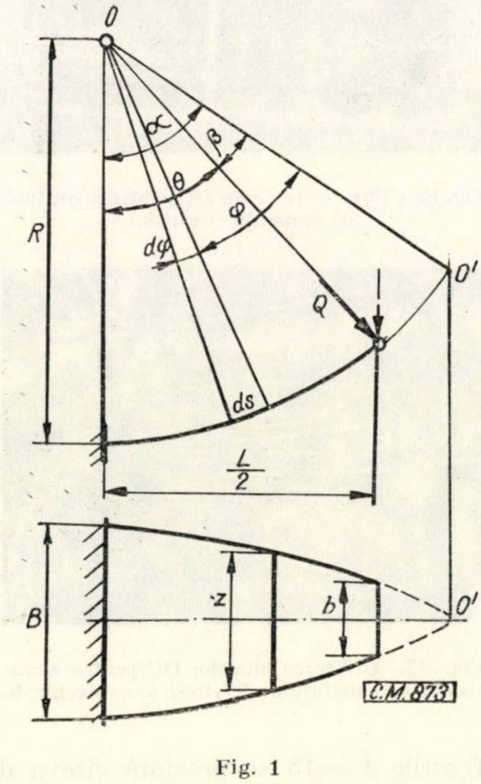


Fig. 1

Asimilînd arcul semieliptic în foi cu un arc lamelar dublu trapezoidal, în formă de arc de cerc, săgeata arcului semieliptic se va determina, în condițiile micilor deformații, cu formula lui Mohr:

$$v = \int \frac{M_i\, m_i}{E\, I_z(\varphi)}\, \mathrm{d}s, \tag{1}$$

în care:

M_i este momentul încovoietor, în secțiunea corespunzătoare unghiului φ, al reacțiunii din legătura arcului;

m_i — momentul încovoietor, în secțiunea corespunzătoare unghiului φ, al sarcinii unitare aplicate în legătura arcului pe direcție verticală;

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului arcului;

$I_z(\varphi)$ — momentul de inerție geometric axial al arcului, corespunzător unghiului φ.

Avînd în vedere că:

$$M_i = Q\, R \sin(\varphi-\beta);\ m_i = R\,[\sin(\alpha-\beta)-\sin(\alpha-\varphi)];\ I_z(\varphi) = \frac{z\,h^3}{12} = \frac{\varphi}{\alpha} I_{max};\ I_{max} = \frac{B h^3}{12};$$

formula (1) devine:

$$v = \frac{\alpha\, Q\, R^3}{E I_{max}} \int_\beta^\alpha f(\varphi)\, \frac{\alpha\varphi}{\varphi}, \tag{2}$$

unde:

$$f(\varphi) = [\sin(\alpha-\beta) - \sin(\alpha-\varphi)]\sin(\varphi-\beta) = \frac{1}{2}\cos(\alpha-\beta) + \sin(\alpha-\beta)\cos\beta\sin\varphi - \sin(\alpha-\beta)\sin\beta\cos\varphi - \frac{1}{2}\sin(\alpha+\beta)\sin 2\varphi - \frac{1}{2}\cos(\alpha+\beta)\cos 2\varphi.$$

Prin integrarea relației (2) se obține expresia:

$$v = \frac{\alpha\, Q\, R^3}{E I_{max}} \left[\frac{1}{2}\cos(\alpha-\beta)\ln\frac{\alpha}{\beta} + \sin(\alpha-\beta)\cos\beta\,(Si\,\alpha - Si\,\beta) - \sin(\alpha-\beta)\sin\beta\,(Ci\,\alpha - Ci\,\beta) - \frac{1}{2}\sin(\alpha+\beta)(Si\,2\alpha - Si\,2\beta) - \frac{1}{2}\cos(\alpha+\beta)\, Ci\,2\alpha - Ci\,2\beta)\right],$$

în care:

$$Si\,\alpha = \int_0^\alpha \frac{\sin\varphi}{\varphi}\,\mathrm{d}\varphi;\ Ci\,\alpha = -\int_\alpha^\infty \frac{\cos\varphi}{\varphi}\,\mathrm{d}\varphi;$$

sînt cunoscutele funcției sinus respectiv cosinus integral.

Observînd că:

$$Q = \frac{P}{2\cos(\alpha - \beta)}, \quad R = \frac{L}{2\sin(\alpha - \beta)};$$

unde P este sarcina nominală, care se aplică pe direcţie verticală la mijlocul arcului, săgeata arcului se va scrie sub forma:

$$v = \frac{\alpha P L^3}{16 E I_{max} \sin^3(\alpha - \beta)\cos(\alpha - \beta)} \Big[\frac{1}{2} \cos(\alpha - \beta) \ln \frac{\alpha}{\beta} + \sin(\alpha - \beta) \cos\beta \, (Si\,\alpha - Si\,\beta) - \sin(\alpha - \beta) \sin\beta \, (Ci\,\alpha - Ci\,\beta) - \frac{1}{2} \sin(\alpha + \beta) \, (Si\,2\alpha - Si\,2\beta) - \frac{1}{2} \cos(\alpha + \beta) \, (Ci\,2\alpha - Ci\,2\beta) \Big],$$

respectiv:

$$v = q \frac{P L^3}{48 E I_{max}},$$

unde q este coeficientul de formă al arcului, avînd expresia:

$$q = \frac{3\alpha}{\sin^3(\alpha - \beta)\cos(\alpha - \beta)} \Big[\frac{1}{2} \cos(\alpha - \beta) \ln \frac{\alpha}{\beta} + \sin(\alpha - \beta) \cos\beta \, (Si\,\alpha - Si\,\beta) - \sin(\alpha - \beta) \sin\beta \, (Ci\,\alpha - Ci\,\beta) - \frac{1}{2} \sin(\alpha + \beta) \, (Si\,2\alpha - Si\,2\beta) - \frac{1}{2} \cos(\alpha + \beta) \, (C_i\,2\alpha - Ci\,2\beta) \Big].$$

În figura 2 este reprezentat grafic coeficientul de formă q în funcţie de raportul $\beta/\alpha = b/B$ cuprins între 0 şi 1, pentru diferite valori ale unghiului θ cuprinse între 0° şi 30°.

Dacă arcul semieliptic este asimilat cu un arc lamelar dublu triunghiular, avînd forma unui arc de cerc, se pun condiţiile:

$$\beta = 0, \quad b = 0, \quad \theta = \alpha,$$

iar coeficientul de formă devine:

$$q = \frac{3\alpha}{\sin^2\alpha \cos\alpha} \Big[Si\,\alpha - \frac{1}{2} Si\,2\alpha + \frac{1}{2} (\ln 2\alpha + \gamma - Ci\,2\alpha) \operatorname{ctg}\alpha \Big],$$

unde $\gamma = 0{,}577216$ este constanta lui Euler.

Dacă arcul semieliptic este asimilat cu un arc lamelar dreptunghiular, în formă de arc de cerc, se pun condiţiile:

$$b = B, \quad I_z = I_{max};$$

iar coeficientul de formă se va exprima prin relaţia:

$$q = \frac{3\sin\alpha - \sin 2\alpha + \cos\alpha}{\sin^2\alpha \sin 2\alpha}.$$

În sfîrşit, dacă arcul semieliptic este asimilat cu un arc lamelar dublu trapezoidal, avînd forma rectilinie, se pun condiţiile:

$$\theta = 0, \quad R = \infty;$$

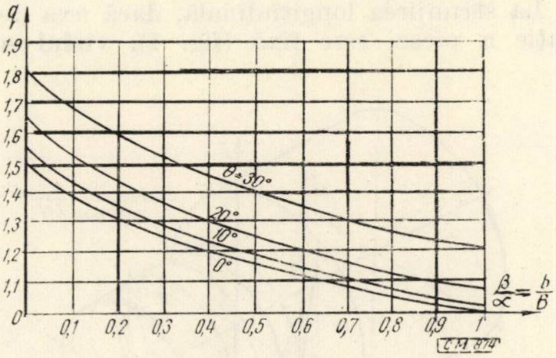


Fig. 2

iar coeficientul de formă se reduce la expresia cunoscută [3]:

$$q = \frac{3B}{(B - b)^2} \left(\frac{(B - 3b}{2} + \frac{b^2}{B - b} \ln \frac{B}{b} \right),$$

căreia îi corespunde curba inferioară din reprezentarea grafică (fig. 2).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Angot, A.* Complemente de matematici, Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

[2] *Boiangiu, D.* ş.a. Elementele elastice ale maşinilor, Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[3] *Gross, S.*, Berechnung und Gestaltung von Metallfedern, Berlin, Springer Verlag, 1960.

[4] *Niemann, Gh.* Maschinenelemente. (1), Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1960.

[5] *Urmă, D., Ionescu Gh.* Arcuri pentru vehicule. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1961.

CZ 621.941

Determinarea parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare

Dr. ing. Petre, DODOC – Institutul politehnic – București

1. *Definirea parametrilor tehnologici și stabilirea valorilor lor optime*

Pentru detașarea așchiei și generarea suprafeței prelucrate este necesar ca între piesă și sculă să existe o mișcare relativă. Această mișcare de așchiere ia naștere din compunerea cîtorva mișcări simple, de rotație și de translație, efectuate simultan după direcții determinate de cuplele cinematice ale mașinii-unelte și ea nu trebuie confundată cu ,,drumul relativ dintre piesă și sculă'' definit în [1, 2, 3].

La strunjirea longitudinală, dacă axa de rotație a piesei este fixă (fig. 1), vîrful sculei descrie o elice cilindrică ale cărei ecuații parametrice în sistemul de referință cinematic *oxyz* sînt [4, 5] :

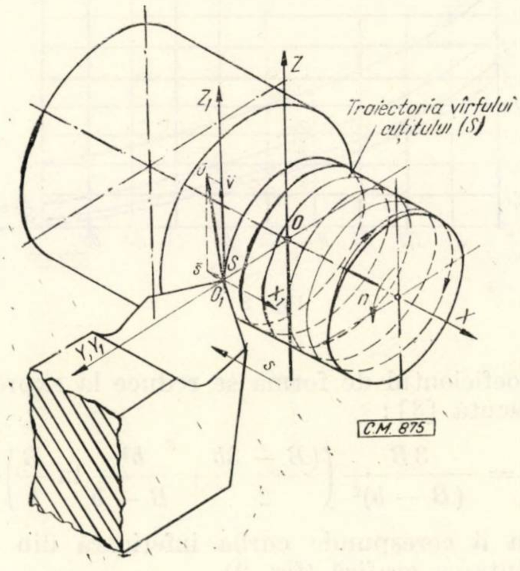


Fig. 1

$$X = s_0\Phi\,;\ Y = r\cos\Phi\,;\ Z = r\sin\Phi. \quad (1)$$

Avansul pe radian $s_0 = \dfrac{s}{2\pi}$, mm/rad este parametrul elicei, iar Φ unghiul de poziție.

În cazul strunjirii transversale (planare, retezare, profilare) direcția avansului este perpendiculară pe axa virtuală $x - x$ de rotație a piesei. Traiectoria unui punct al tăișului cuțitului este o spirală arhimedică cu ecuațiile parametrice :

X = constant ;

$$Y = (r_0 \pm s_0\Phi)\cos\Phi\,;\ Z = (r_0 \pm s_0\Phi)\sin\Phi. \quad (2)$$

Semnul plus corespunde avansului de la centru spre periferie, iar semnul minus pentru avansul în sens opus.

Cercetările efectuate de autor [1–3, 6–9, 13–17] au arătat că, în timpul procesului de așchiere, axa de rotație a piesei nu rămîne fixă, ci se deplasează pe o traiectorie de vibrații determinată de caracteristicile sistemului vibrator.

În funcție de partea zecimală m_{fz} a raportului dintre frecvența proprie f_p a sistemului vibrator ,,sculă — piesă — dispozitiv de prindere a piesei — mașină-unealtă'' și frecvența de rotație a piesei f_n, adică $m_f = f_p/f_n = m_{fi} + m_{fz}$, traiectoria axei de rotație a piesei reprezintă o curbă ciclică ce poate fi determinată prin ecuațiile sale parametrice după cum urmează :

a) *Epitrochoide pentru* $m_{fz} = -(0{,}0\ldots0{,}5)$

$$Y = A_n(\cos\varphi - m_A\cos m_f\varphi), \quad (3)$$
$$Z = A_n(\sin\varphi - m_A\sin m_f\varphi).$$

b) *Hipotrochoide pentru* $m_{fz} = +(0{,}0\ldots0{,}5)$

$$Y = A_n(\cos\varphi + m_A\cos m_f\varphi), \quad (4)$$
$$Z = A_n(\sin\varphi - m_A\sin m_f\varphi).$$

c) *Trochoide de rezonanță pentru* $m_{fz} = 0$
(*Traiectorii circular-translatorice*)

$$Y = A_n[\cos\varphi + m_A\cos(m_f\varphi - \varepsilon)\cos\eta], \quad (5)$$
$$Z = A_n[\sin\varphi + m_A\cos(m_f\varphi - \varepsilon)\sin\eta],$$

unde η este unghiul dintre direcția vibrației translatorice cu abscisa *oy* ;
ε — defazajul dintre vectorii amplitudine A_n și A_p ;
m_{fi} — partea întreagă a raportului frecvențelor.

Figura 2 reprezintă cîteva traiectorii de vibrații ale axei de rotație a piesei corespunzătoare relațiilor (3), (4) și (5).

Deplasarea axei de rotație face ca originea sistemului de coordonate cinematic să se deplaseze pe aceeași traiectorie. Ca urmare, poziția planului de presiune se modifică continuu, iar unghiurile active variază ca mărime, și uneori chiar ca semn, în timpul unei rotații a piesei (fig. 3). Într-o poziție momentană O_r a axei de rotație, piesa are raza momentană ρ care coincide cu urma planului de presiune P, ce formează unghiul $\bar{\bar{\gamma}}$ cu planul cinematic *xoy*. Se vede că unghiurile active depind de unghiul θ :

$$\bar{\bar{\alpha}} = \alpha \pm \theta\,; \qquad \bar{\bar{\gamma}} = \gamma \pm \theta. \quad (6)$$

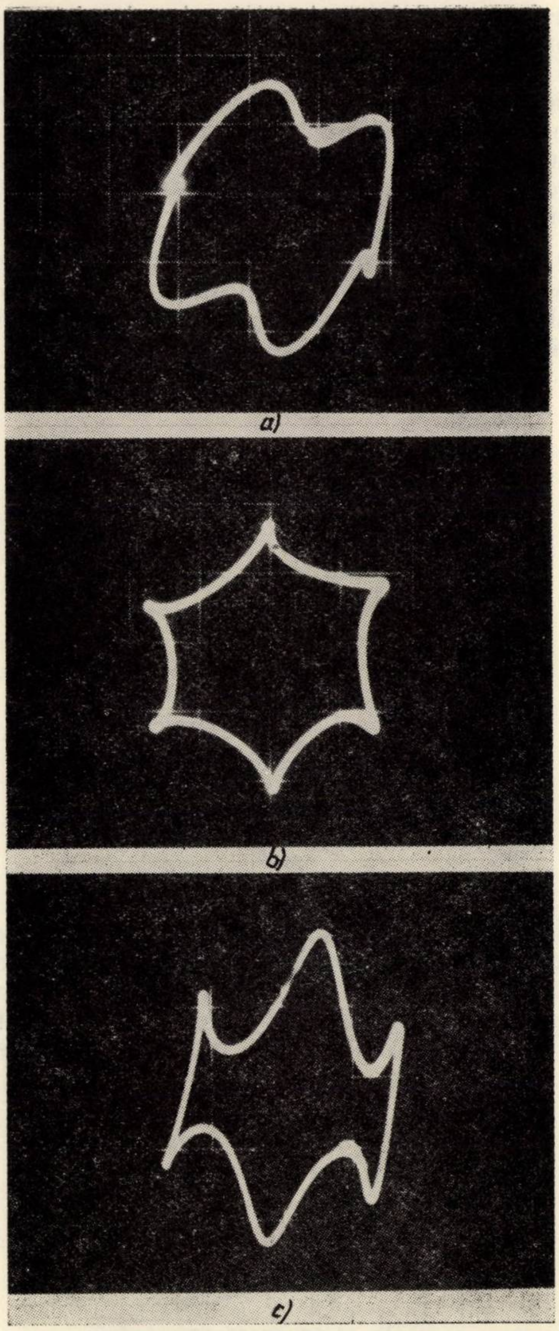


Fig. 2

Acest unghi se determină cu relaţia:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{Z}{r_e - Y}, \qquad (7)$$

unde $r_e = d_e/2 = \overline{OS}$ reprezintă raza dorită a piesei, iar Y şi Z se determină cu relaţiile (3), (4) sau (5), funcţie de natura şi forma traiectoriei axei de rotaţie.

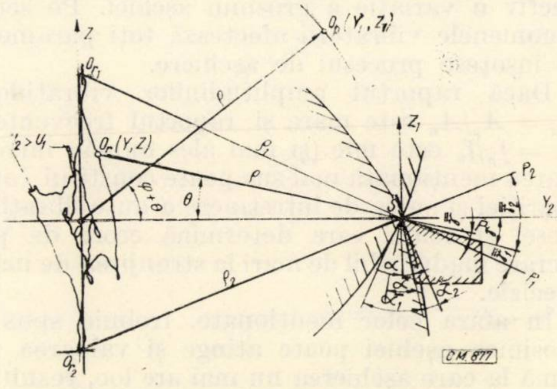

Z
$O_r{}_1$
$O_p(Y_1, Z_1)$
$z_2 > z_1$
$O_r(Y, Z)$
ρ
ρ_1
ρ
θ
θ + φ
Z_1
P_2
Y_2 Y_1
ρ_2
α
α
α_1
α_2
P_1
$O_r{}_2$
CM 877

Fig. 3

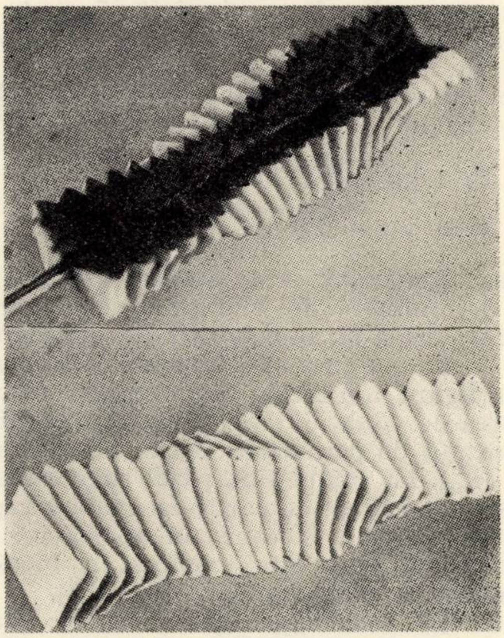


Fig. 4 a

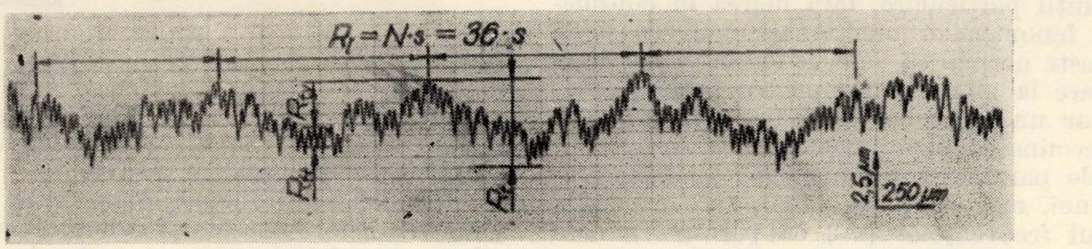


Fig. 4 b

La prelucrarea pieselor cu diametre mici, unghiul θ poate avea valori mari, mai ales dacă prelucrarea are loc la o poziţie de rezonanţă la care direcţia de vibrare este paralelă cu axa *oz*.

Variaţia unghiurilor active înseamnă variaţia forţei de aşchiere şi a forţelor de frecare, variația formei profilului, a rugozității etc., chiar în timpul unei rotații.

Deplasarea axei de rotație pe traiectoria determinată de parametrii vibrațiilor determină mai departe variația vitezei și adîncimii de așchiere, iar vibrațiile în lungul axei Ox provoacă o perturbare a mișcării de avans, respectiv o variație a grosimii așchiei. Pe scurt, fenomenele vibratorii afectează toți parametrii ce însoțesc procesul de așchiere.

Dacă raportul amplitudinilor vibrațiilor $m_A = A_p/A_n$ este mare și raportul frecvențelor $m_f = f_p/f_n$ este mic (și mai ales număr întreg), starea menționată mai sus poate constitui cauza apariției și sursa de întreținere a autovibrațiilor piesei și sculei care determină erori de prelucrare inadmisibil de mari la strunjirea de înaltă precizie.

În afara celor menționate, trebuie spus că grosimea așchiei poate atinge și valoarea minimă la care așchierea nu mai are loc, rezultînd o suprafață parțial așchiată, parțial tasată și deci o rugozitate variabilă.

Aceste fenomene, ca și variația erorilor de prelucrare cu lungimea piesei [6, 7, 8, 9, 10] fac ca traiectoria oricărui punct al tăișului sculei să nu mai corespundă relațiilor (1) și (2), ci să reprezinte niște trochoide spațiale (fig. 4, a) ale căror ecuații parametrice sînt:

$$\begin{aligned} Y_1 &= \sqrt{(r-Y)^2+Z^2}\cos(\varphi+\theta), \\ Z_1 &= \sqrt{(r-Y)^2+Z^2}\sin(\varphi+\theta). \end{aligned} \qquad (8)$$

Piesa prelucrată este, așadar, afectată de erori determinate de vibrațiile care apar în sistemul „sculă-piesă-dispozitiv de prindere a piesei — mașină-unealtă''. Rugograma reprezentată în figura 4, b arată, spre exemplu, că „rugozitatea de vibrații'' (R_{tv}) este mai mare decît cea cauzată de parametrii geometrici și tehnologici (R_{tt}). La rîndul său, pasul rugoprofilului (R_t) este determinat de partea zecimală a raportului frecvențelor. Mecanismul apariției rugozității de vibrații este explicat în lucrările menționate la bibliografie [1—3, 8, 9].

Parametrii tehnologici optimi care se găsesc în literatura de specialitate au fost determinați în condiții particulare, fără luarea în considerare a fenomenelor menționate mai sus și de aceea este normal ca valorile lor să difere de la o lucrare la alta — chiar pentru aceleași condiții, iar unele explicații să fie contradictorii.

Determinarea experimentală a valorilor optime ale parametrilor tehnologici pe baze teoretice noi, mai complete, luînd, spre exemplu, raportul frecvențelor (m_f) ca parametru care reprezintă influența fenomenelor dinamice, în vederea folosirii lui la prelucrarea unor piese de înaltă precizie, ar face posibilă o creștere importantă a eficienței economice a realizării unor produse pretențioase ca precizie și în general foarte costisitoare, ca de exemplu: calibrele, aparatele optico-mecanice de observare și măsurare, rulmenții, pompele de injecție etc.

În cele ce urmează, autorul își propune să relieefeze criteriile de selectare a valorilor optime ale parametrilor tehnologici oferiți de literatura de specialitate, pentru strunjirea de finisare, ținînd seamă de stadiul actual al cercetărilor în domeniu.

1.1. *Viteza de așchiere.* În toate lucrările de specialitate se prezintă influența vitezei de așchiere asupra rugozității și amplitudinilor vibrațiilor ca în figura 5, respectiv figura 6.

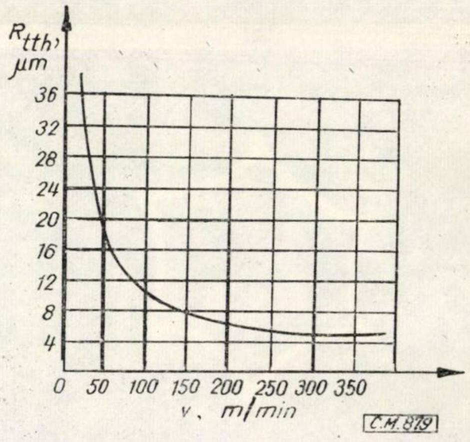


Fig. 5

În cazul strunjirii de finisare, valabilitatea acestor diagrame este discutabilă și iată de ce:

În ambele cazuri, în literatură nu se precizează cum a fost variată viteza. Dacă aceasta s-a făcut prin modificarea diametrului piesei, atunci s-a modificat greutatea piesei, adică s-au variat parametrii sistemului vibrator și unghiurile de așchiere active.

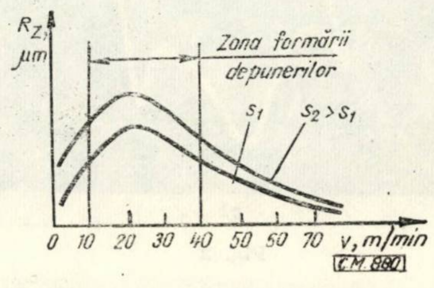


Fig. 6

(Eliminarea influenței diametrului asupra caracteristicilor sistemului vibrator s-ar putea face prin folosirea unor probe în formă de discuri, la care variația masei în timpul prelucrării ar fi neglijabil de mică).

Dacă variația vitezei s-a obținut prin variația turației, atunci s-a modificat caracteristica dinamică a sistemului vibrator, adică celelalte condiţii de lucru nu au fost aceleaşi pentru fiecare valoare a vitezei.

Cercetări sistematice efectuate de autor au arătat că, în general, amplitudinile vibraţiilor cresc cu creşterea turaţiei. Dacă în domeniul de turaţii considerat există poziţii de rezonanţă, adică dacă raportul dintre frecvenţa proprie a sistemului vibrator susmenţionat şi frecvenţa de rotaţie, ori frecvenţa de excitaţie a unuia din lagărele axului principal, este un număr întreg, atunci amplitudinile vibraţiilor iau valori maxime, iar funcţia nu corespunde celei din figura 5.

Deoarece în literatura de specialitate nu se precizează întotdeauna despre ce fel de vibraţii este vorba, trebuie menţionat aici că, de exemplu, vibraţia forţată de frecvenţă $f_n = n/60$ nu are influenţă asupra rugozităţii şi abaterilor de la forma rotundă (erorilor de rotunjime), aceste erori fiind determinate numai de vibraţiile în frecvenţele proprii [1—3, 6—9].

Cele menţionate pînă aici sînt valabile şi pentru figura 6.

Pentru mărirea productivităţii, strunjirea de finisare se realizează la turaţii înalte.

După cum rezultă din figura 6, la turaţii mari fenomenul de depunere pe tăiş nu apare. S-a dovedit însă că la turaţii înalte şi avansuri mici atît rugozitatea cît şi erorile de formă, de dimensiune şi de poziţie, sînt determinate în mod hotărîtor de vibraţiile care iau naştere în sistemul vibrator. Figurile 4, *b* şi 7 reprezintă dovezi în această privinţă.

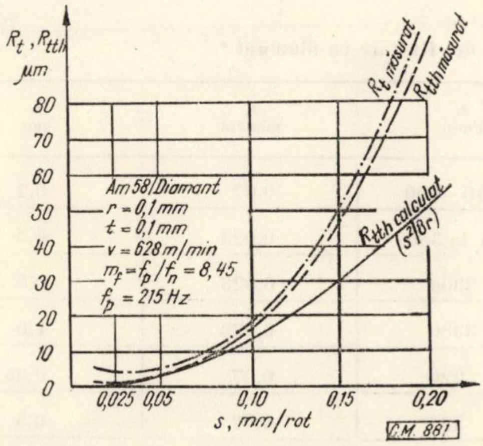


Fig. 7

Valori orientative pentru viteza de aşchiere ca de exemplu: $v = 120\ldots400$ m/min pentru materiale feroase şi $v = 1000\ldots3000$ m/min pentru materiale neferoase, recomandate în unele lucrări [10], variază între limite foarte largi şi nu sînt legate de ceilalţi parametri. De aceea, se recomandă datele cuprinse în tabelele 1—4.

Cercetări mai recente [11] au stabilit că variaţia rugozităţii în dependenţă de viteza de aşchiere este influenţată de perechea de materiale în contact („cuţit-piesă"). În figura 8 se vede că la strunjirea alamei cu un cuţit din diamant rugozitatea nu variază practic cu viteza, în timp ce la strunjirea oţelului cu cuţite armate cu carburi metalice această influenţă devine neglijabilă abia la viteze $v > 250$ m/min. (Se menţionează că influenţa vitezei asupra rugozităţii, în domeniul vitezelor mici, ar putea fi micşorată cu ajutorul ultrasunetelor [12]).

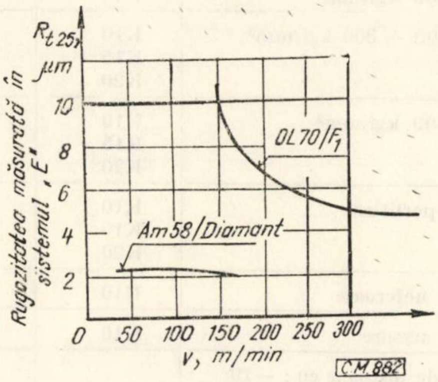


Fig. 8

La aşchierea cu viteze mari se va avea în vedere că dacă aceasta se realizează prin mărirea turaţiei, amortizarea scade (fig. 9, *a*, 9, *b* şi 9 *c*) şi ca urmare amplitudinea vibraţiei proprii, respectiv erorile de dimensiune, de formă şi de poziţie, precum şi rugozitatea vor creşte (fig. 9, *a*, 10 şi 11) [1, 6 — 9, 13 — 15].

Uneori, chiar într-un domeniu îngust de viteze, amplitudinile vibraţiilor pot avea maxime, fapt care trebuie pus pe seama poziţiilor de rezonanţă sau a fenomenului de rezonanţe suprapuse [16].

Problema se reduce, aşadar, la stabilirea turaţiei optime, care se poate face numai pe baza cunoaşterii comportării dinamice a maşinii [1, 8, 9, 13, 16, 17]. Menţinerea constantă a turaţiei în timpul prelucrării permite obţinerea unei piese cu erori de prelucrare mai mici decît în cazul cînd aceasta variază [2, 3].

1.2. *Avansul de aşchiere.* Stabilirea exactă a valorii optime a avansului este o problemă dificilă. În orice caz se va ţine seamă de următoarele dependenţe:

a) avans — grosime minimă a aşchiei — rugozitate;

b) avans — amplitudinile vibraţiilor — raport frecvenţe — rugozitate;

c) avans — raza de rotunjire a vîrfului cuţitului — rugozitate.

Dependenţa a. Figura 12 şi relaţia (9) arată dependenţa dintre rugozitate, avans şi grosimea minimă a aşchiei.

$$R_t = \frac{s^2}{8r} + \frac{a_{min}}{2}\left(1 + r\frac{a_{min}}{s^2}\right). \tag{9}$$

Tabela 1

Valorile parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare cu scule din carburi metalice *

Materialul de prelucrat	Marca carburii metalice			v, m/min	s, mm/rot	t, mm
Oţel, $\sigma_B = 60-80$ kgf/mm²	PO1.4	HSO2	HF1	200–250	0,05–0,1	0,05–0,3
Oţel, $\sigma_B = 85-100$ "	"	"	"	180–220	0,05–0,1	0,05–0,3
Oţel, $\sigma_B = 100-140$ "	"	"	"	80–188	0,05–0,1	0,05–0,3
Fontă de turnătorie HB⩽200 kgf/mm²	K10	HG10	H1	80–120	0,05–0,1	0,05–0,3
HB=200 – 300 kgf/mm²	K10 K15 K20	HG10 HG15 HG20	H1 GO G1	40–80	0,05–0,1	0,05–0,3
HB⩾300 kgf/mm²	K10 K15 K20	HG10 HG15 HG20	H1 GO G1	20–40	0,05–0,1	0,05–0,3
Fontă perlitică	K10 K15 K20	H10 H15 H20	H1 GO G1	60–80	0,05–0,1	0,05–0,3
Metale neferoase	K10	HG10	H1	100–200	0,05–0,1	0,05–0,3
Metale uşoare	K10	HG10	H1	500–2 000	0,05–0,07	0,05–0,3
Aliaje de pistoane cu : –10 ...15% Si – 20 ...22% Si	 K10 K20	 HG10 HG20	 H1 G1	 110–170 70–80	 0,05–0,1 0,05–0,1	 0,05–0,3 0,05–0,3

$\alpha = 6°$, $x = 60\,...\,90°$ $r \leqslant \frac{2}{3}$

---

* Datele din tabelă au fost extrase din lucrările :
– Witthoff, J. ş.a. Die Hartmetallwerkzeuge in der spanabhebenden Formung, München, Carl Hanser Verlag, 1961, p. 270.
– Burmester, H. – J. Hartmetallwerkzeuge in der Feinbearbeitung. In : Schriftenreihe Feinbearbeitung, Heft 29, DEFA – Fachverlag in der Deutschen Verlangsanstalt, Stuttgart, 1958, p. 18–20.

Tabela 2

Valorile parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare cu diamant *

Materialul de prelucrat	Operaţia	v, m/min	s, mm/rot	t, mm
Alamă, bronz, aluminiu	Strunjire plană	100–200	0,07	0,2
Bronz fosforos	"	pînă la 3300	0,023	0,5
Aliaje antifricţiune	"	3300	0,023	0,5
Aluminiu	"	3300	0,023	1,0
Cupru	"	220	0,07	0,35
Cupru	"	230	0,07	0,5
Aliaje uşoare	Strunjire longitudinală	610	0,014	0,1
Cupru cu materiale izolante (colectoare)	"	2200–2500	0,04–0,15	0,3–0,8

---

* Tabela a fost extrasă din lucrarea „Spanende Formung" de Degner, W., Lutze, H., Smejkal, E., VEB Verlag Technik Berlin, 1965, p. 146.

Impunînd valoarea rugozităţii şi alegînd o grosime minimă a_{min}, se poate determina relativ uşor mărimea avansului. Se admite $a_{min} = 1...2$ μm. Cercetările au arătat că avansul optim stabilit pentru anumite condiţii nu diferă mult de cel obţinut experimental (fig. 13) [18].

Dependenţa b. Avansul optim se alege din figura 14, impunînd geometria sculei şi rugozitatea şi apreciind, pe baza rezultatelor recepţiei dinamice a maşinii [17], amplitudinea vibraţiei proprii şi raportul frecvenţelor m_f. Se va ţine seamă de faptul că avansuri mici înseamnă productivitate mică, iar avansuri mari rugozitate mare.

Tabela 3

Valorile parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare cu diamant*

Materialul de prelucrat	Regimul de aşchiere		
	v, m/min	s, mm/rot	t, mm
Aluminiu	400...500	0,01...0,10	0,01...0,15
Aliaje de aluminiu	500...600	0,01...0,08	0,05...0,10
Alamă	400...500	0,02...0,10	0,03...0,06
Aliaje antifricţiune (babbit)	400...500	0,02...0,10	0,05...0,15
Bronz cu staniu	300...400	0,03...0,08	0,05...0,25
Bronz cu plumb	600...700	0,02...0,06	0,025...0,05
Cupru	350...500	0,01...0,06	0,01...0,30
Aliaje de titan	100...300	0,02...0,05	0,03...0,05
Materiale plastice	500...700	0,03...0,06	0,05...0,30
Materiale plastice speciale cu proprietăţi abrazive	100...150	0,02...0,05	0,05...0,15

* Tabela a fost extrasă din lucrarea „Alegerea şi utilizarea economică a sculelor cu diamant la prelucrări mecanice" de V. Vasiliu, I.D.T., 1965, care citează norma sovietică RTM 61–62.

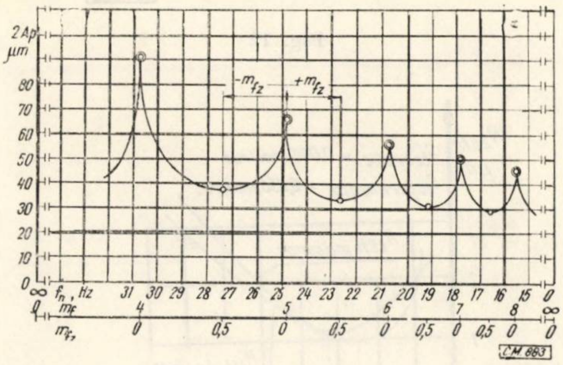


Fig. 9 a

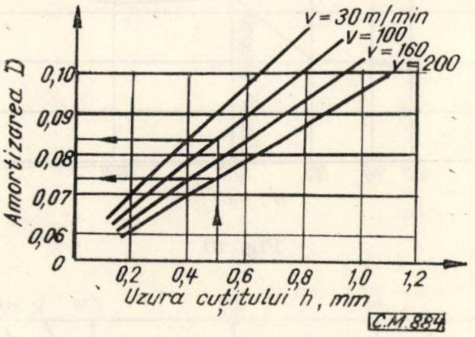


Fig. 9 b

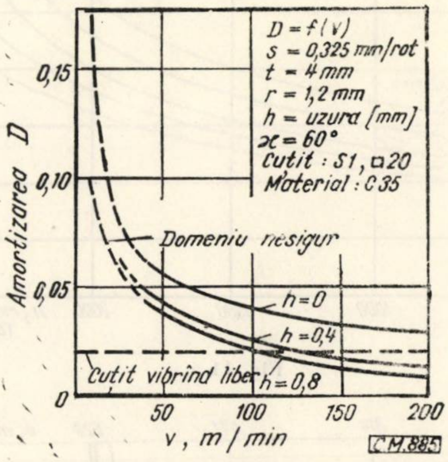


Fig. 9 c

Tabela 4

Condiţii de aşchiere la strunjirea materialelor plastice *

Materialul de prelucrat	Materialul sculei	γ°	α°	v, m/min	s, mm/rot	t, mm	Sortul carburii metalice
Fenoplast şi aminoplast	HM	14	12	100	0,1	<5	HG20
Hîrtie dură	HM	15	8	50–80	0,2–0,4	<5	HG20
Textolit	HM	15	4–8	80–150	0,1–0,6	<5	HG 20
Textolit	SS	20	6	30–50	0,2–0,3	<5	
P.V.C.	HM	20	10	600	0,2–0,5	<5	HG20
Fibră vulcan	HM	0	15	200	0,2–0,6	<5	HG20
Răşini poliamidice	SS	0–5	8–15	150–200	0,4–0,6	<5	
Materiale turnate sub presiune sau presate	HM SS	20–30 20–30	6–8 6–10	150–200 50–100	0,1–0,2 0,3–0,5	<5 <5	HG20
Termoplaste dure	SS	0–5	15	800	0,3–0,5	<10	

Notă : pentru operaţiile de finisare se alege $t < 1$ mm.

* Datele din tabelă au fost extrase din lucrarea : Spanabhebende Bearbeitung von Kunststoffen. Tehnica, Basel 11 (1962), H. 6, p. 357–358.

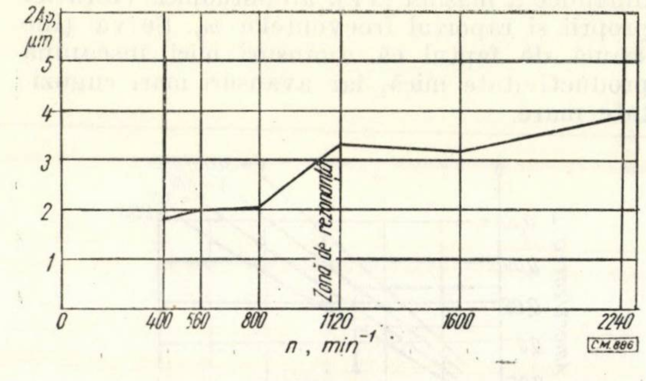


Fig. 10

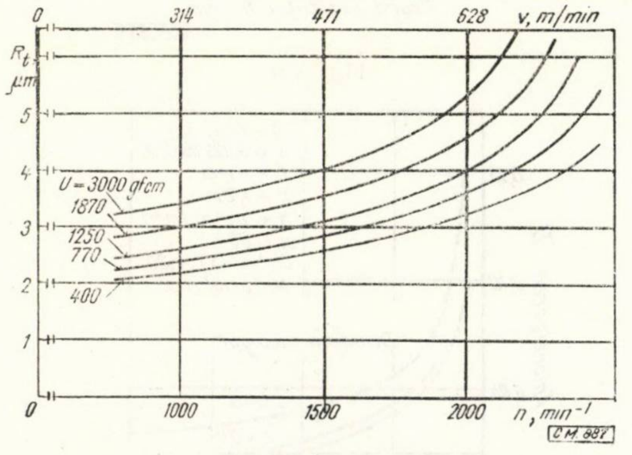


Fig. 11 a

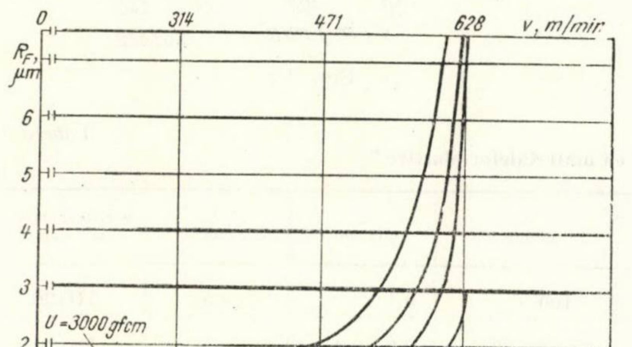


Fig. 11 b

Dependența c. Funcție de raza de rotunjire a vîrfului cuțitului ($r = 0{,}1\ldots0{,}5$ mm) și de rugozitatea dorită se găsește valoarea optimă a avansului (fig. 12).

Pentru stabilirea avansului optim se poate folosi următoarea relație empirică :

$$s_{(mm)} = \frac{r_{(mm)}}{10}, \text{ mm/rot.} \qquad (10)$$

La cele trei criterii, care nu iau în seamă deformațiile elastice și plastice, se adaugă un al 4-lea : *criteriul economic*. Conform acestui criteriu, avansul trebuie să fie cît se poate de mare pentru ca și productivitatea să fie mai

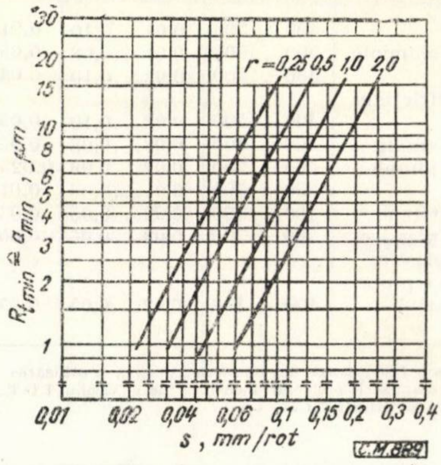


Fig. 12

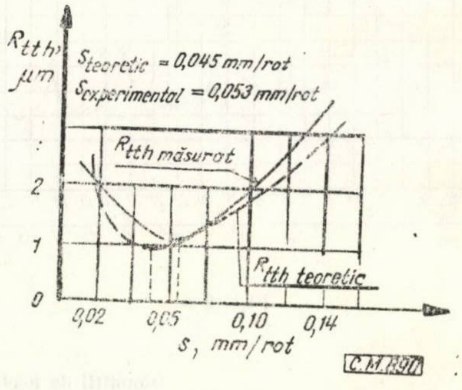


Fig. 13

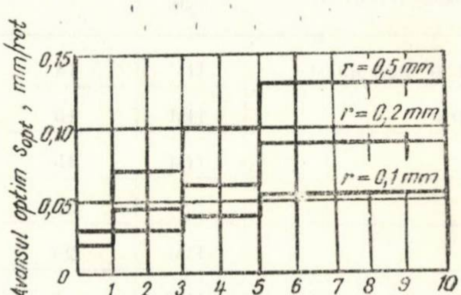


Fig. 14

mare. Aceasta înseamnă că valorile obținute pe baza condițiilor precedente trebuie să fie la limita superioară.

Așa cum s-a menționat, în prezent nu există încă suficiente date care să permită o stabilire absolut exactă a avansului pentru strunjirea de înaltă precizie. Aşa că se indică valori în concordanţă cu experienţa. Din relaţia (10) rezultă $s = 0{,}01\ldots0{,}05$ mm/rot. Unii autori [10, 23] recomandă valori cuprinse între 0,02 şi 0,12 mm/rot.

În [19] se recomandă, de exemplu, $s = 0{,}04\ldots0{,}10$ mm/rot. Este evident însă că pentru $s = 0{,}10$ mm/rot rezultă o rugozitate foarte mare. Recomandăm şi aici folosirea valorilor cuprinse în tabelele 1—4, deoarece acestea ţin seama şi de ceilalţi parametri geometrici şi tehnologici.

În încheierea acestui paragraf se consideră necesar din nou menţiunea că atît viteza de avans cît şi viteza de aşchiere trebuie să fie menţinute riguros constante în timpul procesului de aşchiere. În figura 9, *a* se poate vedea că o variaţie extrem de mică a turaţiei (respectiv a vitezei de aşchiere) în jurul poziţiilor de rezonanţă are drept urmare apariţia unor erori de prelucrare considerabile. Constanţa vitezei de avans şi a vitezei unghiulare va reprezenta cu siguranţă o condiţie de care va trebui să se ţină seamă la recepţia maşinilor pentru prelucrări de înaltă precizie.

1.3. *Adîncimea de aşchiere.* Atît timp cît prin micşorarea adîncimii de aşchiere nu se atinge grosimea minimă (a_{min}) de la care aşchierea nu mai este posibilă, rugozitatea nu este influenţată. De aceea este necesar ca adîncimea $t > 2\,(A_p + A_n)$. Se poate admite $t = 0{,}05\ldots0{,}3$ mm, deoarece la strungurile de precizie înaltă valorile maxime ale amplitudinilor vibraţiilor nu trebuie să depăşească circa 5 μm.

Unii autori [19] recomandă $t = 0{,}02\ldots0{,}1$ mm, iar alţii susţin că adîncimea de aşchiere ar depinde de raza (r) a cuţitului: $t = \dfrac{3\,r}{2}$. Din această relaţie rezultă valori prea mici pentru t atunci cînd r este mic.

Pentru a evita influenţa negativă a vibraţiilor asupra preciziei de prelucrare trebuie, aşadar, ca $t > 2\,(A_p + A_n)$.

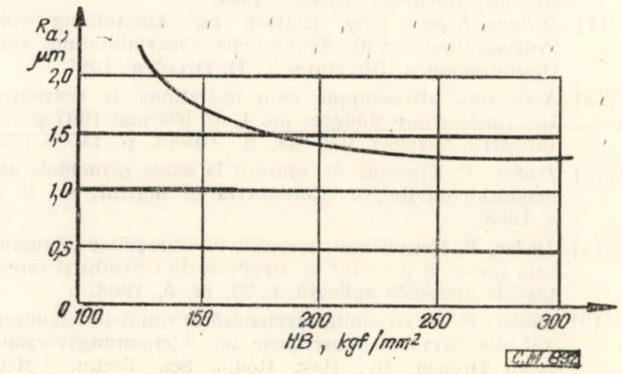
2. *Influenţa materialului de prelucrat asupra preciziei de prelucrare*

Cercetări folosind rugozitatea ca criteriu al prelucrabilităţii materialelor, efectuate asupra oţelului OLC 60, STAS 880/66, ($C = 0{,}61\,\%$, $Si = 0{,}2\,\%$, $Mn = 0{,}6\,\%$, $S = 0{,}04\,\%$, $P = 0{,}04\,\%$), au arătat [20] că materialul netratat termic (în stare de livrare) are o structură foarte grosolană de ferită liberă şi perlită lamelară — ca urmare a condiţiilor în care a avut loc laminarea şi, ca atare, rugozitatea este mai mare decît în cazul prelucrării materialelor cu structura pur perlitică sau globulară.

Structurile de tip globular duc la mărirea prelucrabilităţii prin aşchiere, iar rugozitatea este aproape independentă de viteza de aşchiere în domeniul vitezelor utilizate frecvent.

Influenţa structurii asupra rugozităţii se reduce cu creşterea vitezei de aşchiere.

Pentru oţeluri cu 0,15...1,40 % C şi durităţi $HB = 125\ldots352$, rugozitatea scade cu duritatea pînă la $HB = 200$, după care se menţine constantă (fig. 15) [21].



Fig, 15

3. *Influenţa mediului de răcire-ungere asupra preciziei de prelucrare*

Unele cercetări au arătat [22] că mediul de răcire nu are o influenţă hotărîtoare asupra calităţii suprafeţei, ci numai asupra preciziei dimensionale. Pentru a împiedica aderenţa sculei la suprafaţa piesei se recomandă totuşi o emulsie de ulei 5 % cu un adaos de 2 % sulfofizol.

Din cele de mai sus rezultă că, la strunjirea de finisare, stabilirea valorilor optime ale parametrilor tehnologici reprezintă o problemă dificilă datorită atît lipsei de date experimentale suficiente, care să ţină seamă de toţi factorii de influenţă şi în special de vibraţii, cît şi neconcordanţei celor existente. Rezolvarea corectă a acestei probleme este imposibilă fără cunoaşterea comportării dinamice a maşinilor-unelte, comportare care poate fi determinată rapid şi sigur pentru orice maşină din oricare atelier folosind invenţiile 52013 şi 52017 (titular de brevet: Inst. politehnic din Bucureşti).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dodoc, P.* Ursachen der dynamischen Verlagerung der Werkstückdrehachse und ihre Auswirkungen auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. Disertaţie, T. U. Dresden, 1967.

[2] *Dodoc, P.* Apariţia şi măsurarea rugozităţii de vibraţii la strunjirea de înaltă precizie. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, t. 28, nr. 4, 1969.

[3] *Dodoc, P.* Beitrag zur Theorie der Entstehung und Messung der Rauheit beim Drehen. În : Rev. Roum. Sci. Techn.-Méc. Appl., t. 28, no. 5, 1969.

[4] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşini-unelte. Bucureşti, E.D.P., 1969.

[5] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare, Bucureşti, E.T., 1967.

[6] *Dodoc, P.* Einfluss der Schwingungen auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. In : Rev. Roum. Sci. Techn.-Méc. Appl., t. 14, no. 6, 1968.

[7] *Dodoc, P.* Influenţa vibraţiilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, t. 28, nr. 6, Bucureşti, 1968.

[8] *Dodoc, P.* Influenţa forţei centrifuge asupra preciziei de prelucrare la strunjire. În : Construcţia de maşini, nr. 12, 1969.

[9] *Dodoc, P.* Einfluss der Flichkraft auf die Herstellungsgenauigkeit beim Drehen. In : Rev. Roum. Sci. Techn. Méc. Appl., t. 28, no. 6, 1969.

[10] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor, Bucureşti, E.D.P., 1964.

[11] *Dchang Schy — ying.* Beitrag zur Aufstellung von Prüfverfahren für die dynamische Einzelabnahme von Drehmaschinen. Disertaţie T. H. Dresden, 1961.

[12] Assistance ultrasonique pour opérations de tournage. In : La Machine Moderne no. 4, nr. 698/mai 1967 şi în : Industrie-Anzeiger vol. 88, n. 7/1966, p. 115 — 122.

[13] *Dodoc, P.* Trocoide de vibraţii la axele principale ale maşinilor-unelte. In : Constucţia de maşini, nr. 2 şi 3, 1968.

[14] *Dodoc, P.* Mecanismul transmiterii vibraţiillor la suprafaţa piesei în procesul de strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, t. 27, nr. 5, 1968.

[15] *Dodoc, P.* Übertragungsmechanismus von Schwingungen auf die Werkstückoberfläche im Zerspanungsvorgang beim Drehen. In : Rev. Roum. Sci. Techn. — Méc. Appl., t. 13, no. 5, 1968.

[16] *Dodoc, P.* Fenomene de rezonanţă la axele principale ale maşinilor-unelte şi influenţa lor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată t. 28, nr. 2, 1969.

[17] *Dodoc, P.* Metodă şi instalaţie pentru recepţia dinamică a maşinilor-unelte şi a arborilor în rotaţie. În : Dosar O.S.I., nr. 55637, 15 ian. 1968.

[18] *Pahlitzsch, G.* şi *Semmler,* Feindrehen von Stahl mit oxydkeramischen Werkzeugen. In : Zeitschrift für wissenschaftliche Fertigung 55, Heft 6/7, 1960, p. 242 — 247.

[19] *Hauri, H.* Verfahren und die dazu benützen schweizerischen Werkzeugmaschinen und Werkzeuge. In : Technische Rundschau nr. 15, 11 April 1968.

[20] *Teodorescu, N.* şi alţii. Studiul influenţei regimului de aşchiere şi a structurii materialului asupra rugozităţii suprafeţelor prelucrate prin strunjire. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, t. 28, nr. 6, 1968.

[21] *Olsen, K. V.* Die Oberflächenrauheit als eine Funktion der Schnittbedingungen beim Drehen von Stahl. In : Referat la 2. Internationale Oberflächen-—Kolloquium, T. H. Karl-Marx-Stadt, 1965.

[22] *Zaiţev, V. M.* Influenţa mediilor de răcire asupra durabilităţii sculei şi netezimei suprafeţei prelucrate. În : Maşini-unelte şi scule, nr. 6, 1968,p. 22—24.

CZ 621.43-222.2

Calculul cămăşilor cilindrice ale motoarelor cu cămăşi asamblabile

Prof. dr. ing. Victor HOFFMANN – Institutul politehnic – Braşov
Conf. ing. Petre SIMA – Institutul politehnic–Braşov

Cilindrii motorului se execută în formă de blocuri turnate din fontă sau din aliaj de aluminiu. La motoarele de mică putere, cămăşile cilindrului se execută prin turnare dintr-o bucată cu blocul cilindrilor. În această soluţie constructivă, blocul cilindrilor are o formă complicată în care apar uşor tensiuni interne prin solidificare şi răcirea neuniformă în diferitele puncte ale sale. Un alt inconvenient şi mai important îl constituie faptul că, în caz de uzură a cămăşii sau de defectare, se impune înlocuirea întregului bloc. O altă variantă constructivă este aceea în care blocul cilindrilor este împărţit, prin pereţi transversali, într-o serie de cavităţi cilindrice destinate montării cămăşilor de cilindri. În cazul în care se adoptă soluţia de a se executa cămaşa cilindrului ca piesă distinctă, se obţin următoarele avantaje : cămăşile pot fi confecţionate din materiale de foarte bună calitate, care să prezinte rezistenţă maximă la uzură, iar blocul cilindrilor, dintr-un material mai ieftin. Procesul de turnare a blocului cilindrilor se simplifică considerabil, rebuturile provocate de defectele de turnare şi mai ales de tensiunile iniţiale reducîndu-se simţitor. În cazul uzurii sau defectării cămăşii cilindrului se procedează numai la înlocuirea acesteia, păstrîndu-se în exploatare blocul şi celelalte cămăşi de cilindru. Tensiunile termice care apar în cămăşile cilindrului sînt mult mai mici, deoarece au libertatea de dilatare în direcţia axială.

În construcţia modernă de motoare se utilizează cămăşi de cilindru uscate şi cămăşi de cilindru umede. Cămăşile de cilindru umede (fig. 1) se montează în aşa fel încît între cămaşă şi peretele blocului se formează un spaţiu exterior cămăşii cilindrului, prin care circulă apa de răcire. Cămăşile de cilindru uscate (fig. 2) sînt utilizate de obicei pentru blocurile din aliaj uşor ; în vederea presării, blocul motor se încălzeşte, iar bucşa se răceşte în zăpadă de CO_2.

În vederea determinării eforturilor unitare maxime de întindere din cămaşa de cilindru umedă se consideră cazul general al unei cămăşi supuse unei presiuni interioare p_i şi unei presiuni exterioare p_e (fig. 3). Luînd o grosime de cămaşă egală cu o unitate şi considerînd un element *a b c d* detaşat din aceasta prin două raze care fac între ele un unghi $d\varphi$ şi două cercuri concentrice de raze r şi $r + dr$, notînd cu σ_r efortul unitar radial şi cu σ_t efortul unitar tangenţial şi scriind ecuaţia de proiecţii a forţelor pe axa Ox, se obţine ecuaţia :

$$\left(\sigma_r + \frac{\partial \sigma_r}{\partial r}\, dr\right)(r + dr)\, d\varphi - \sigma_r\, r\, d\varphi - 2\,\sigma_t\, dr \sin\frac{d\varphi}{2} = 0 \qquad (1)$$

sau în urma dezvoltărilor:

$$\sigma_r r\,d\varphi + r\frac{\partial\sigma_r}{\partial r}dr\,d\varphi + \sigma_r\,dr\,d\varphi + \frac{\partial\sigma_r}{\partial_r}(dr)^2 d\varphi - \sigma_r r\,d\varphi - 2\sigma_t\,dr\sin\frac{d\varphi}{2} = 0. \quad (2)$$

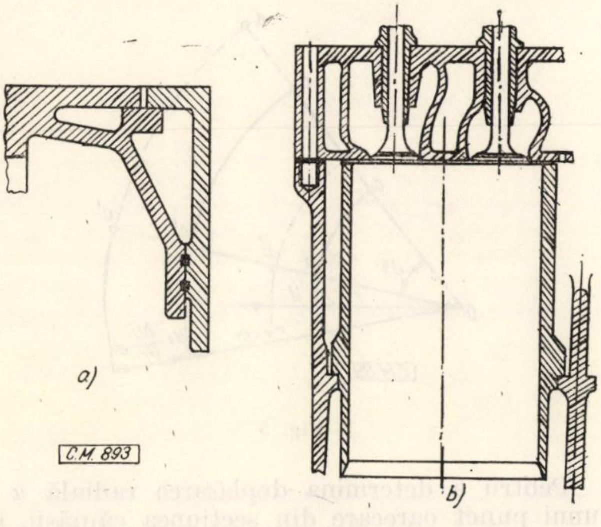


Fig. 1

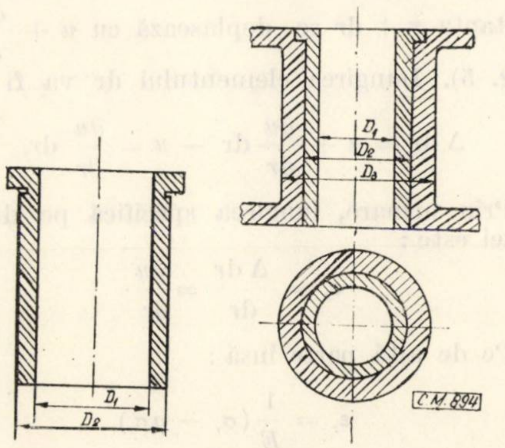

D_1
D_2
D_3
D_1
D_2
CM 894

Fig. 2

Înlocuind $\sin\frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$ și neglijînd infinitii mici de ordin superior, rezultă

$$\sigma_t - \sigma_r - r\frac{\partial\sigma_r}{\partial r} = 0. \quad (3)$$

Ținînd seamă că în orice punct al secțiunii lungirea specifică ε_t în lungul axei cămășii cilindrului este constantă, rezultă:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t}{E} - \frac{\mu}{E}(\sigma_r + \sigma_t) = \text{const.} \quad (4)$$

Dacă se ține seamă că și efortul unitar σ_t dirijat de-a lungul axei cămășii este constant, rezultă că se poate scrie:

$$\sigma_r + \sigma_t = 2C. \quad (5)$$

Scăzînd ecuația (3) din ecuația (5), rezultă:

$$2\sigma_r + r\frac{\partial\sigma_r}{\partial r} = 2C \quad (6)$$

sau în urma înmulțirii cu r:

$$2r\sigma_r + r^2\frac{\partial\sigma_r}{\partial r} = 2\,Cr. \quad (7)$$

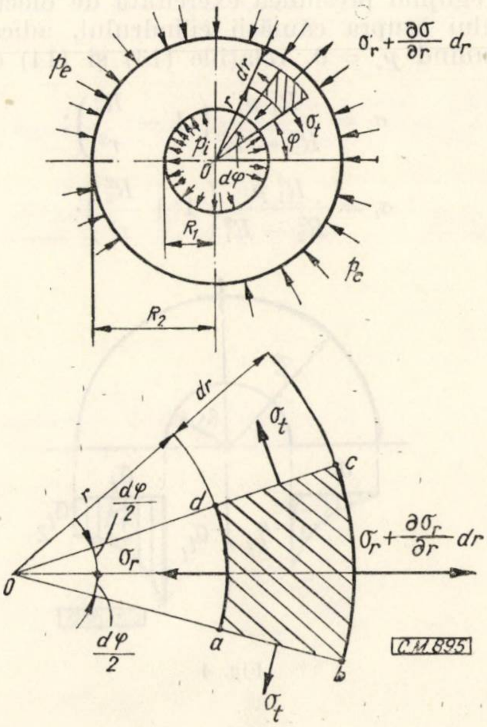

p_e
$\sigma_r + \frac{\partial\sigma}{\partial r}dr$
σ_t
φ
p_i
0
$d\varphi$
R_1
p_e
R_2
dr
σ_t
c
$\frac{d\varphi}{2}$
d
σ_r
$\sigma_r + \frac{\partial\sigma_r}{\partial r}dr$
0
a
$\frac{d\varphi}{2}$
b
σ_t
CM 895

Fig. 3

Ecuația (7) se mai scrie:

$$\frac{\partial}{\partial r}(r^2\sigma_r) = 2\,Cr. \quad (8)$$

Soluția ecuației (8) este:

$$r^2\sigma_r = Cr^2 + C_1, \quad (9)$$

de unde se deduce efortul unitar radial:

$$\sigma_r = C + \frac{C_1}{r^2}. \quad (10)$$

Rezultă de asemenea expresia efortului unitar tangențial:

$$\sigma_t = C - \frac{C_1}{r^2}. \quad (11)$$

Constantele C și C_1 se determină pe baza condițiilor la limită, ținînd seamă că în interiorul și exteriorul cămășii efortul unitar σ_r este negativ și egal respectiv cu p_i și p_e. Se obține:

$$C = \frac{R_1^2 p_i - R_2^2 p_e}{R_2^2 - R_1^2};\ C_1 = -\frac{(p_i - p_e)R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (12)$$

Substituind C şi C_1 în (10) şi (11), rezultă formulele care dau variaţia eforturilor unitare σ_r şi σ_t în secţiunea cămăşii cilindrului:

$$\sigma_r = \frac{R_1^2 p_i - R_2^2 p_e}{R_2^2 - R_1^2} - \frac{(p_i - p_e) R_1^2 R_2^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)}; \quad (13)$$

$$\sigma_t = \frac{R_1^2 p_i - R_2^2 p_e}{R_2^2 - R_1^2} + \frac{(p_i - p_e) R_1^2 R_2^2}{r^2 (R_2^2 - R_1^2)}. \quad (14)$$

Neglijînd presiunea exercitată de blocul motorului asupra cămăşii cilindrului, adică presupunînd $p_e = 0$, relaţiile (13) şi (14) devin:

$$\sigma_r = \frac{R_1^2 p_i}{R_2^2 - R_1^2}\left(1 - \frac{R_2^2}{r^2}\right); \quad (15)$$

$$\sigma_t = \frac{R_1^2 p_i}{R_2^2 - R_1^2}\left(1 + \frac{R_2^2}{r^2}\right). \quad (16)$$

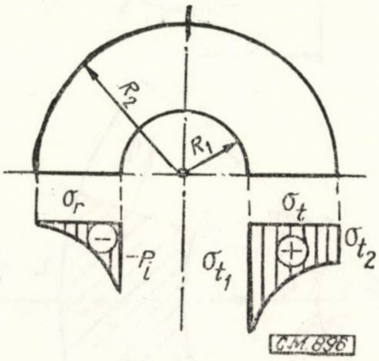


Fig. 4

În figura 4 se prezintă diagramele de variaţie a eforturilor unitare σ_r şi σ_t pentru cazul cămăşii cilindrului solicitată numai de presiunea interioară a gazelor p_i. Pentru dimensionarea cămăşii cilindrului se egalează $\sigma_{t\,max}$ cu σ_a. Alegînd constructiv R_1 şi utilizînd ipoteza întîi de rupere a materialelor, rezultă egalitatea:

$$\sigma_{t\,max} = \sigma_a = \frac{p_i (R_1^2 + R_2^2)}{R_2^2 - R_1^2},$$

de unde:

$$R_2 = R_1 \sqrt{\frac{\sigma_a + p_i}{\sigma_a - p_i}}. \quad (17)$$

Grosimea cămăşii cilindrului va fi deci:

$$\delta = R_2 - R_1 = R_1\left(\sqrt{\frac{\sigma_a + p_i}{\sigma_a - p_i}} - 1\right). \quad (18)$$

Efortul unitar tangenţial maxim are loc pe suprafaţa interioară a cămăşii şi se determină aplicînd ipoteza a treia de rupere a materialelor; rezultă:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{t\,max} - \sigma_{r_1}}{2} = \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} p_i. \quad (19)$$

În cazul cămăşii de cilindru uscată, din cauză că blocul se dilată în urma încălzirii pe cînd cămaşa se contractă în urma răcirii, cămaşa se poate monta prin presare în bloc. În urma revenirii la temperatura normală, pe suprafaţa de contact dintre cămaşă şi bloc apare o presiune de fretaj.

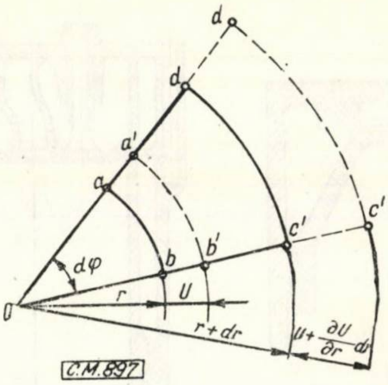


Fig. 5

Pentru a determina deplasarea radială u a unui punct oarecare din secţiunea cămăşii, se presupune că deplasarea punctului situat la distanţa $r + \mathrm{d}r$ se deplasează cu $u + \frac{\partial u}{\partial r}\mathrm{d}r$ (fig. 5). Lungirea elementului dr va fi deci:

$$\Delta\,\mathrm{d}r = u + \frac{\partial u}{\mathrm{d}r}\mathrm{d}r - u = \frac{\partial u}{\partial r}\mathrm{d}r.$$

Prin urmare, lungirea specifică pe direcţia razei este:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta\,\mathrm{d}r}{\mathrm{d}r} = \frac{\partial u}{\partial r}. \quad (20)$$

Pe de altă parte însă:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_t)$$

sau ţinînd seamă de (10), (11) şi (20):

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1-\mu}{E}C + \frac{1+\mu}{E}\frac{C_1}{r^2}.$$

Integrînd şi considerînd noua constantă de integrare egală cu zero, se obţine deplasarea u:

$$u = \frac{1-\mu}{E}Cr - \frac{1+\mu}{E}\cdot\frac{C_1}{r}.$$

Substituind valorile constantelor C şi C_1 date de (12), rezultă:

$$u = \frac{1-\mu}{E}\cdot\frac{R_1^2 p_i - R_2^2 p_e}{R_2^2 - R_1^2} r + \frac{1+\mu}{E}\cdot\frac{R_1^2 R_2^2 (p_i - p_e)}{r (R_2^2 - R_1^2)}. \quad (21)$$

Făcînd în (21) $p_e = 0$ şi $r = R_1$, se obţine deplasarea radială a unui punct de pe suprafaţa exterioară a cămăşii supusă numai la presiune interioară :

$$(u)_{r=R_1} = \frac{R_1 p_i}{E}\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} + \mu\right). \quad (22)$$

Făcînd în (21) $p_i = 0$ şi $r - R_2$, se obţine deplasarea radială a unui punct de pe suprafaţa exterioară a cămăşii supusă numai la presiune exterioară :

$$(u)_{r=R_2} = -\frac{R_2 p_e}{E}\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu\right). \quad (23)$$

Adunînd relaţiile (22) şi (23), făcînd $p_i = p_e = p$, iar în formula (22) înlocuind R_1 prin R_2 şi R_2 prin R_3, se obţine :

$$\frac{pR_2}{E}\left(\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} - \mu + \frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + \mu\right) = \delta. \quad (24)$$

Rezolvînd ecuaţia (24) în raport cu p, se obţine :

$$p = \frac{\delta E\,(R_2^2 - R_1^2)\,(R_3^2 + R_2^2)}{2R_2^3\,(R_3^2 - R_1^2)}. \quad (25)$$

Cămaşa şi blocul pot fi separate şi studiate izolat, introducînd presiunea p exterioară pentru cămaşă şi interioară pentru bloc. Pentru cămaşa cilindrului se vor utiliza relaţiile (13) şi (14), în care se fac înlocuirile $p_i = 0$, $p_e = p$. Rezultă :

$$\sigma_r = -\frac{pR_2^2}{R_2^2 - R_1^2}\left(1 - \frac{R_1^2}{r^2}\right);$$

$$\sigma_t = -\frac{pR_2^2}{R_2^2 - R_1^2}\left(1 + \frac{R_1^2}{r^2}\right). \quad (26)$$

Pe faţa exterioară a cămăşii, la $r = R_2$, rezultă :

$$\sigma_r = -p\,;\ \sigma_t = -p\,\frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (27)$$

Pe faţa interioară, la $r = R_1$, rezultă :

$$\sigma_r = 0\,;\ \sigma_t = \sigma_{t\,max} = -2p\,\frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}. \quad (28)$$

Pentru blocul motor se vor utiliza formulele (15) şi (16), în care $R_1 \to R_2$, $R_2 \to R_3$, înlocuind p_i cu p. În aceste condţii rezultă următoarele formule ale eforturilor unitare σ_r şi σ_t :

$$\sigma_r = \frac{R_2^2 p}{R_3^2 - R_2^2}\left(1 - \frac{R_3^2}{r^2}\right);$$

$$\sigma_t = \frac{R_2^2 p}{R_3^2 - R_2^2}\left(1 + \frac{R_3^2}{r^2}\right). \quad (29)$$

Pe faţa interioară a blocului, la $r = R_2$ rezultă :

$$\sigma_r = -p\ ;\ \sigma_t = \sigma_{t\,max} = p\,\frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2}. \quad (30)$$

Pentru $r = R_3$ se obţine :

$$\sigma_r = 0\,;\ \sigma_t = 2p\,\frac{R_2^2}{R_3^2 - R_2^2}. \quad (31)$$

Utilizînd ipoteza a treia de rupere a materialelor, rezultă efortul unitar tangenţial maxim pe faţa interioară a blocului motor :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_t - \sigma_r}{2} = \frac{p}{2}\left(\frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + 1\right) = \frac{pR_3^2}{R_3^2 - R_2^2} \quad (32)$$

sau ţinînd seamă de expresia (25) a presiunii de fretaj :

$$\tau_{max} = \frac{\delta E R_3^2\,(R_2^2 - R_1^2)}{2\,R_2^3\,(R_3^2 - R_1^2)}. \quad (33)$$

Trebuie însă ţinut seamă şi de presiunea interioară a gazelor din cilindru p_i, care creează eforturile unitare date de (14) şi (15). Astfel, la cele trei raze R_1, R_2 şi R_3, efectul presiunii p_i se traduce prin următoarele valori ale eforturilor unitare :

la $r = R_1$:

$$\sigma_r = -p_i\,;\ \sigma_t = \frac{p_i R_1^2 (R_2^2 + R_3^2)}{R_3^2 - R_1^2}; \quad (34)$$

pe suprafaţa comună cămăşii cu blocul, la $r = R_2$:

$$\sigma_r = -\frac{p_i\,R_1^2\,(R_3^2 - R_2^2)}{R_2^2\,(R_3^2 - R_1^2)};$$

$$\sigma_t = \frac{p_i\,R_1^2\,(R_2^2 + R_3^2)}{R_2^2\,(R_3^2 - R_1^2)}; \quad (35)$$

la $r = R_3$:

$$\sigma_r = 0\,;\ \sigma_t = \frac{2\,p_i\,R_1^2}{R_3^2 - R_1^2}. \quad (36)$$

Însumînd la razele R_1, R_2 şi R_3 efectul presiunilor p şi p_i dat de cele două serii de formule, se obţine efectul rezultant din cămaşa cilindrului şi din blocul motor, însumare ce se poate urmări şi pe diagramele din figura 6. Eforturile unitare din cămaşă şi bloc, avînd în vedere şi fretajul, au expresiile : la raza interioară a cămăşii cilindrului :

$$\sigma_{r_1} = -p_i\,;\ \sigma_{t_1} = p_i\,\frac{R_1^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_1^2} - 2p\,\frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}; \quad (37)$$

la raza exterioară a cămăşii cilindrului :

$$\sigma'_{r_2} = -p_i \frac{R_1^2 (R_3^2 - R_2^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)} - p ;$$

$$\sigma'_{t_2} = p_i \frac{R_1^2 (R_2^2 + R_3^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)} - p \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}; \tag{38}$$

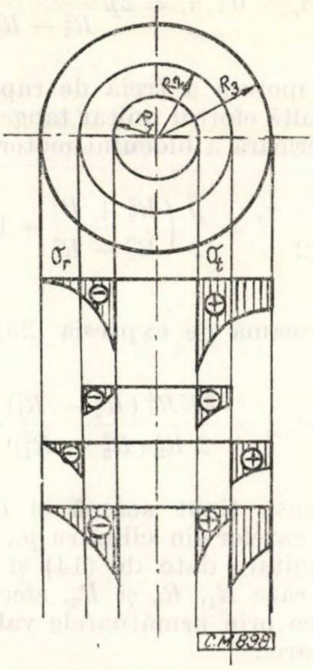


Fig. 6

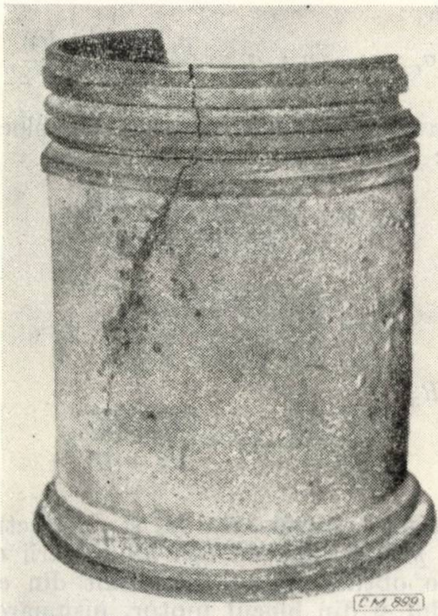


Fig. 7

la raza interioară a blocului motor :

$$\sigma''_{r_2} = \sigma'_{r_2} = -p_i \frac{R_1^2 (R_3^2 - R_2^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)} - p;$$

$$\sigma''_{t_2} = p_i \frac{R_1^2 (R_2^2 + R_3^2)}{R_2^2 (R_3^2 - R_1^2)} + p \frac{R_2^2 + R_3^2}{R_3^2 - R_2^2}; \tag{39}$$

la $r = R_3$ rezultă :

$$\sigma_{r_3} = 0 ; \ \sigma_{t_3} = \frac{2 p_i R_1^2}{R_3^2 - R_1^2} + \frac{2 p R_2^2}{R_3^2 - R_2^2} . \tag{40}$$

Eforturile unitare maxime din cămaşa cilindrică şi bloc se vor determina cu ajutorul ipotezelor de rupere a materialelor. Conform ipotezei efortului unitar normal maxim :

$$\sigma_{ech} = \sigma_1 ; \tag{41}$$

conform ipotezei deformaţiei maxime :

$$\sigma_{ech} = \sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3) ; \tag{42}$$

conform ipotezei efortului unitar tangenţial maxim :

$$\sigma_{ech} = \sigma_1 - \sigma_3 ; \tag{43}$$

în fine, conform ipotezei energiei de deformaţie de schimbare a formei :

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \tag{44}$$

Datorită solicitărilor la care este supusă în exploatare cămaşa cilindrului, apar cazuri de distrugere a acestora. Caracteristică este fisurarea în lungul generatoarei cămăşii, ceea ce conduce apoi la deteriorarea întregii cămăşi. În figura 7 se arată o cămaşă de cilindru a unui motor SR-211, care prezintă o astfel de fisură.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bănărescu, M.* Motoare cu ardere internă, vol. II, Bucureşti, Editura tehnică, 1959

[2] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor, Bucureşti, Editura tehnică, 1960.

[3] *Boltinschi, N. V.* Motoare de automobile şi tractoare Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[4] *Coşereanu, I.* Rezistenţa materialelor (litografiat) Braşov, 1968.

[5] *Deutsch, I.* Rezistenţa materialelor (litografiat) Braşov, 1968

[6] *Devilers, R., Merces, J.* Le moteur à explosions. Paris, Dunod, 1953.

[7] *Inozenţiev, J. V.* Motoare termice. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[8] *Kremser, H.* Das Triebwerk schnellaufender Verbrennungskraftmaschinen. Springer Verlag, 1939.

[9] *Mayr, F.* Ortsfeste und Schiffsdieselmotoren. Springer Verlag, 1948.

[10] *Mărdărăscu, R., Hoffmann, V. şi Abăităncei, D.* Motoare pentru automobile şi tractoare. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.

[11] *Sima, D. P.* Calculul de rezistenţă al pieselor solicitate la încovoiere la temperaturi înalte. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 1, 1961.

[12] *Vanşeidt, V. A.* Motoare Diesel. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

CZ 621.833:621.914

Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare

Prof. dr. ing. Ion LĂZĂRESCU – Institutul politehnic – Cluj
Dr. ing. Eugen PAY – Şcf de lucr. – Institutul politehnic – Cluj

Literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], [6] se ocupă de eroarea cinematică a maşinii de frezat roţi dinţate, dar nu ţine seamă de variaţia acesteia în funcţie de regimul de aşchiere.

Într-o lucrare anterioară [7], s-a arătat că eroarea cinematică la rotirea în sarcină a frezei şi a mesei maşinii de frezat are o importanţă hotărîtoare asupra preciziei roţii dinţate frezate. În continuare [8], s-a tratat influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei, fără a ţine seama de corelaţia dintre eroarea de rotire a acesteia şi eroarea de rotire în sarcină a mesei maşinii.

În lucrarea de faţă se va ţine seamă de corelaţia dintre aceste erori, separarea lor făcîndu-se numai din punct de vedere teoretic, pentru aprofundarea problemei.

a) Considerînd ciocnirea dintre dintele frezei şi semifabricat, se găseşte pentru eroarea cinematică la rotirea în sarcină a frezei melc, expresia [8]:

$$E_{crf1} = k_E \frac{S^{XF_z}}{W_{Fz}}, \tag{1}$$

în care

E_{crf1} este eroarea cinematică la rotirea în sarcină a frezei melc;
k_E — constantă caracteristică maşinii-unelte, semifabricatului şi corelaţiei dintre ele;
v, s — viteza de aşchiere, respectiv avansul;
X_{Fz}, W_{Fz} — coeficienţi în funcţie de materialul aşchiat şi materialul sculei.

b) Eroarea cinematică la rotirea mesei în gol este o caracteristică a maşinii-unelte şi ea a fost analizată de foarte mulţi cercetători [1], [2], [3], [4], [5], [6] etc.

În sarcină, datorită condiţiilor tehnologice de generare a evolventei (frezarea), ciocnirea dintre freza melc şi semifabricat modifică această eroare cinematică în funcţie de regimul de aşchiere. Acest lucru încă nu este cercetat în literatură.

În continuare se caută să se găsească o relaţie matematică, care să redea legătura dintre eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei maşinii de frezat prin rostogolire şi regimul de aşchiere.

Se poate considera că, în timpul ciocnirii dintre semifabricat şi freza melc, semifabricatul stă pe loc.

Aceasta face ca masa maşinii să rămînă în urmă, introducînd o eroare în lanţul de rostogolire, chiar la o rotire uniformă în gol a mesei maşinii-unelte.

Timpul ciocnirii se exprimă prin relaţia [8]:

$$\Delta t = t_1 - t_0 = \frac{m_f (v_{f0} - v_{f1})}{F_m}, \tag{2}$$

în care:

m_f este masa redusă a frezei melc, dornului etc.;
v_{f0} — viteza periferică a frezei înainte de ciocnire;
v_{f1} — viteza periferică a frezei după ciocnire;
F_m — forţa medie ce acţionează asupra semifabricatului şi frezei melc în timpul ciocnirii.

Viteza periferică a frezei după ciocnire se calculează cu relaţia:

$$v_{f1} = v_{f0} - \Delta v_f;$$

unde:

$$\Delta v_f = \frac{K \cdot (t_1 - t_0)\, s^{X_{F_z}}}{v_{f0}^{W_{Fz}}};$$

iar:

$$v_{f1} = v_{f0} - \frac{K\,(t_1 - t_0)\, s^{X_{Fz}}}{v_{f0}^{W_{Fz}}}.$$

Diferenţa $t_1 - t_0$ (timpul în care se produce ciocnirea) se poate determina şi experimental, înregistrînd cu oscilograful sau osciloscopul, variaţia forţei în funcţie de timp în procesul de frezare.

După Nekrasov-Safiullin [9] şi Cen Din-cean [10]:

$$F_m = F_z = C s^{X_{Fz}} \cdot z^{Y_{F_z}} \cdot m^{U_{F_z}} \cdot \frac{1}{v_{f0}^{W_{Fz}}} \cdot K_D \cdot K_M; \tag{3}$$

în care:

C este o constantă, funcţie de condiţiile de frezare (în sensul sau în contra avansului, lichid de aşchiere etc.);
s — avansul pe rotaţie a frezei;

m — modulul roţii prelucrate;
v_{f0} — viteza de aşchiere, respectiv viteza periferică a frezei melc;
z — numărul de dinţi al roţii de prelucrat;
K_D — coeficient dinamic (funcţie de puterea ce revine frezei melc, de materialul piesei şi a frezei etc.);
K_M — coeficient în funcţie de materialul prelucrat;
X_{Fz}, Y_{Fz}, W_{Fz} — constante în funcţie de material şi condiţiile de frezare.

În cazul prelucrării oţelului 45 (U.R.S.S.), după Cen Din-cean [10], forţa principală de aşchiere are valoarea:

$$F_z = 2{,}6 \cdot s^{0{,}92} \cdot m^{1{,}66} \cdot K^{0{,}94} \cdot K_1;$$

unde:

$K = 0{,}45$ (pentru m $\leqslant 3$ mm);

$K = 0{,}75$ (pentru $3 <$ m $\leqslant 5$ mm);

K_1 — constantă în funcţie de condiţiile de frezare.

Iar pentru prelucrarea oţelului crom-nichel (U.R.S.S.), după Senokol [10], forţa este:

$$F_z = 31 \cdot s^{0{,}6} \cdot m,$$

s şi m avînd aceleaşi semnificaţii ca şi mai sus.

Rezultă, înlocuind relaţia (3) în relaţia (2):

$$\Delta t = \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}^{W_{Fz}}}{C \cdot s^{X_{Fz}} \cdot m^{U_{Fz}} \cdot z^{Y_{Fz}} \cdot K_D \cdot K_M}. \tag{4}$$

Viteza periferică a mesei înainte de ciocnire va fi:

$$v_{m0} = v_{f0}\,\frac{z_f}{z} = \frac{v_{f0}}{z}, \tag{5}$$

în care z_f este numărul de începuturi al frezei melc.

Rămînerea în urmă ca spaţiu, corespunzător cercului de divizare a roţii, va fi:

$$Ecrm_1 = v_{m0} \cdot \Delta t = \frac{v_{f0}\, m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}^{W_{Fz}}}{z \cdot C_m s^{X_{Fz}} \cdot z^{Y_{Fz}} \cdot m^{U_{Fz}} \cdot K_D \cdot K_M}.$$

Se notează:

$$C\, K_D\, K_M = K_2, \text{ rezultă:}$$

$$Ecrm_1 = \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}^{1+W_{Fz}}}{K_2 \cdot s^{X_{Fz}} \cdot z^{1+Y_{Fz}} \cdot m^{U_{Fz}}}. \tag{6}$$

Relaţia (6) arată că eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei maşinii de frezat este o funcţie de parametrii procesului de aşchiere şi depinde de maşina-unealtă, de semifabricat şi condiţiile tehnologice.

Se observă că, cu creşterea avansului, la anumite viteze eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei maşinii scade exponenţial; iar, cu creşterea vitezei de aşchiere, această eroare creşte (influenţă comparativ mai mică decît a avansului), dat fiind influenţa mai mică a vitezei de aşchiere asupra forţei.

Eroarea cinematică sumă se obţine adunînd relaţia (1) cu relaţia (6), astfel:

$$E_\Sigma = k_E \frac{s^{X_{Fz}}}{v_{f0}^{W_{Fz}}} + \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}^{1+W_{Fz}}}{K_2 \cdot s^{X_{Fz}} \cdot z^{1+Y_{Fz}} \cdot m^{U_{Fz}}}. \tag{7}$$

Din relaţia (7) rezultă că, datorită faptului că eroarea cinematică sumă este compusă din doi termeni ce variază invers, variaţia ei în funcţie de regimul de aşchiere va fi dictată de variaţia mai accentuată a unuia din termeni.

Pentru prelucrarea oţelului 45, eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei maşinii de frezat este:

$$E_{crm1} = v_{m0} \cdot \Delta t = \frac{v_{f0}}{z} \cdot \Delta t =$$

$$= \frac{v_{f0} \cdot m_f\,(v_{f0} - v_{f1})}{z\, K_1\, 2{,}6 \cdot 0{,}75^{0{,}94} \cdot s^{0{,}92} \cdot m^{1{,}66}} =$$

$$= \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}}{K_1\ 2{,}6 \cdot 0{,}75^{1{,}94} \cdot z \cdot s^{0{,}92} \cdot m^{1{,}66}}. \tag{8}$$

Iar pentru oţelul crom-nichel va fi:

$$Ecrm_1 = \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}}{31 \cdot s^{0{,}6} \cdot m \cdot z}. \tag{9}$$

Eroarea cinematică la rotirea în sarcină a frezei melc în cele două cazuri conform relaţiei (1) va fi:

1) pentru oţel 45:

$$Ecrf_1 = v_f\,(t_1 - t_0) =$$

$$= \frac{2{,}6 \cdot K_1 \cdot s^{0{,}92} \cdot m^{1{,}66} \cdot 0{,}75^{0{,}94}\,(t_1 - t_0)^2}{m_f}. \tag{10}$$

2) pentru oţel crom-nichel:

$$Ecrf_1 = v_f\,(t_1 - t_0) = \frac{31 \cdot s^{0{,}6} \cdot m\,(t_1 - t_0)^2}{m_f}. \tag{11}$$

Eroarea sumă va fi:

$$E_\Sigma = Ecrf_1 + Ecrm_1. \tag{12}$$

Iar pentru cazurile de mai sus, rezultă:

1) Pentru oţel 45:

$$E_\Sigma = \frac{1 \cdot m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\, v_{f0}}{K_1 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}75^{0{,}94} \cdot s^{0{,}92} \cdot z \cdot m^{1{,}66}} +$$

$$+ \frac{2{,}6 \cdot K_1 \cdot s^{0{,}92} \cdot m^{1{,}66} \cdot 0{,}75^{0{,}94}\,(t_1 - t_0)^2}{m_f}. \tag{13}$$

2) Pentru oțel 17 CN1o

$$E_{\Sigma} = \frac{m_f\,(v_{f0} - v_{f1})\,v_{f0}}{31\cdot s^{0,6}\cdot m\cdot z} + \frac{31\cdot s^{0,6}\cdot m\,(t_1 - t_0)^2}{m_f}. \qquad (14)$$

Relațiile (13) și (14) se pot reduce la forma (15) și (16), notînd :

$$\frac{K}{K_1\cdot 2{,}6\cdot 0{,}75^{0{,}92}\cdot m^{1{,}66}\cdot z} = A_1,$$

și

$$\frac{2{,}6\cdot K_1\cdot m^{1{,}66}\cdot 0{,}75^{0{,}94}}{m_f} = B_1,$$

$$E_{\Sigma 1} = A_1\,(t_1 - t_0)\,v_{f0} + B_1\,(t_1 - t_0)^2\cdot s^{0{,}92}, \qquad (15)$$

respectiv :

$$\frac{m_f\cdot K}{31\cdot m\cdot z} = A_2$$

și

$$\frac{31\cdot m}{m_f} = B_2,$$

$$E_{\Sigma 2} = A_2\,(t_1 - t_0)\,v_{f0} + B_2\cdot s^{0{,}6}\,(t_1 - t_0). \qquad (16)$$

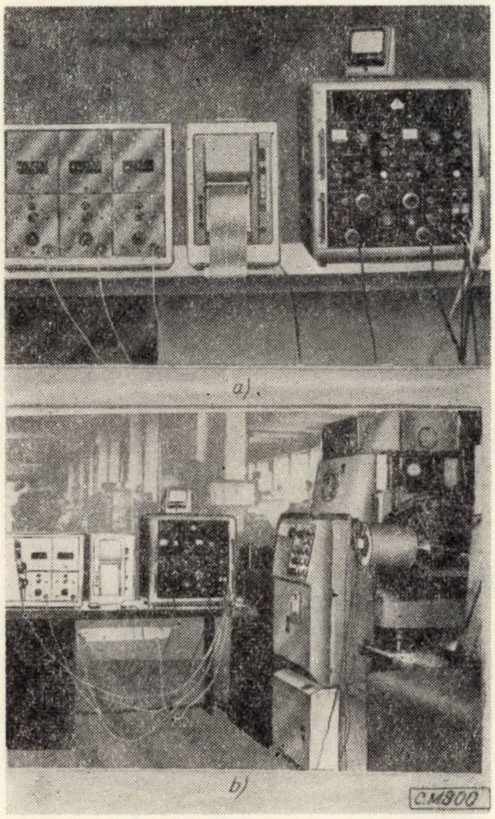


Fig. 1

Din relația (15) și (16) se observă că eroarea cinematică sumă crește într-o oarecare măsură cu creșterea vitezei de așchiere peste anumite limite și scade cu mărirea avansului.

Experiențele executate *, pe mașina Pfauter P400, cu aparatura Klingelnberg (fig. 1, a), avînd traductorii seismici tip DA 180 T (Prof. Opitz) (fig. 1, b) la prelucrarea unei roți dințate din 17 CN 10, avînd modulul $m = 4$, $z = 66$ dinți, într-o trecere, au arătat justețea calculului teoretic expus. S-au măsurat variația mișcării de rotație a frezei și a mesei mașinii.

Rezultatele experiențelor sînt date în figurile 2, 3, 4, 5, 6, 7 și 8.

Înregistrarea s-a făcut pe patru canale, și anume, pe canalul nr. 1 (marca de timp) s-au înregistrat rotațiile frezei melc. Pe canalul nr. 2 — eroarea cinematică la rotirea frezei melc. Eroarea cinematică la rotirea mesei a fost înregistrată pe canalul nr. 4. Aparatura a permis însumarea erorii cinematice la rotirea frezei melc cu eroarea cinematică la rotirea mesei mașinii. Aceasta este redată pe canalul nr. 3, între eroarea frezei și a mesei.

În limitele vitezei și a avansului experimentat, analizînd comparativ figurile 2, 3 și 4, se observă că eroarea cinematică la rotirea în sarcină a mesei mașinii variază în funcție de regimul de așchiere, și anume, scade cu mărirea avansului (în special la viteză de așchiere mare) și crește cu mărirea vitezei de așchiere (fig. 5 și 6).

Eroarea cinematică la rotirea în sarcină a frezei are o variație inversă, și anume, crește cu mărirea avansului și scade cu mărirea vitezei de așchiere, ceea ce s-a pus în evidență și cu altă ocazie [8], [11].

Eroarea sumă, diferența dintre eroarea de rotație a mesei și a frezei, are aceeași variație ca și eroarea cinematică la rotirea mesei, adică, scade într-o oarecare măsură cu mărirea avansului, în special la viteze mari, și crește cu mărirea vitezei de așchiere (pentru $s < 1{,}2$ mm/rot), valoarea absolută a erorii cinematice la rotirea mesei mașinii, în sarcină, fiind mai mare decît valoarea erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei.

Totuși, variația erorii cinematice sumă, a mașinii de frezat roți dințate, ținînd seama de variația inversă a erorii cinematice a mesei față de eroarea cinematică a frezei, figurile 7 și 8, în funcție de regimul de așchiere, nu este prea accentuată, avînd o creștere de 20—30 μ rad, în limitele vitezei și a avansului experimentat.

Din diagramele din figurile 2, 3 și 4 se observă în schimb o creștere de 150—350 μ rad a erorii cinematice sumă, la mers în sarcină, față de mers în gol. Deci eroarea cinematică la rotirea în sarcină diferă de cea de mers în gol și trebuie ținut seamă de acest lucru, în cazul analizării preciziei roților dințate frezate.

---

*) La U. M. Cugir

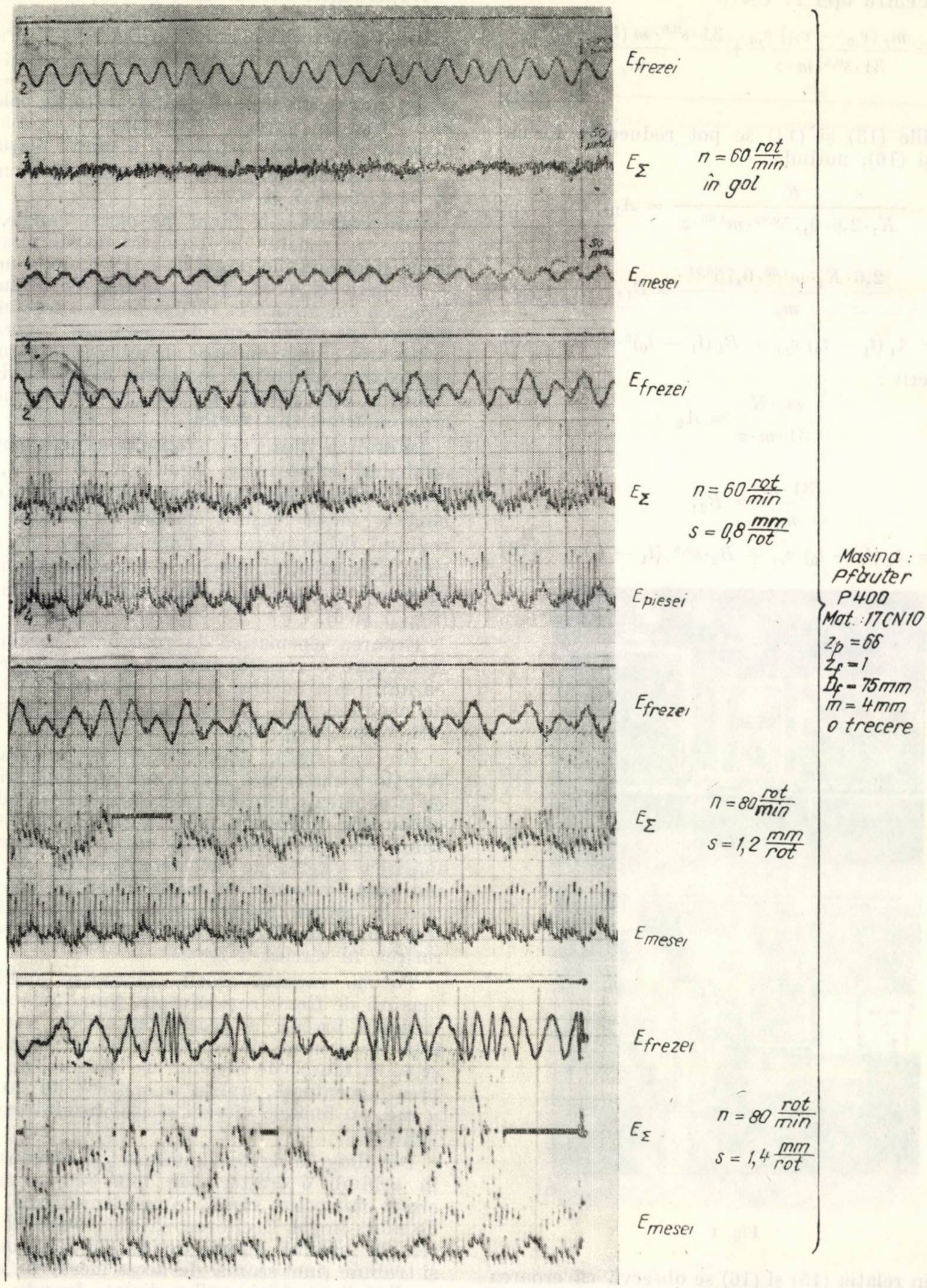
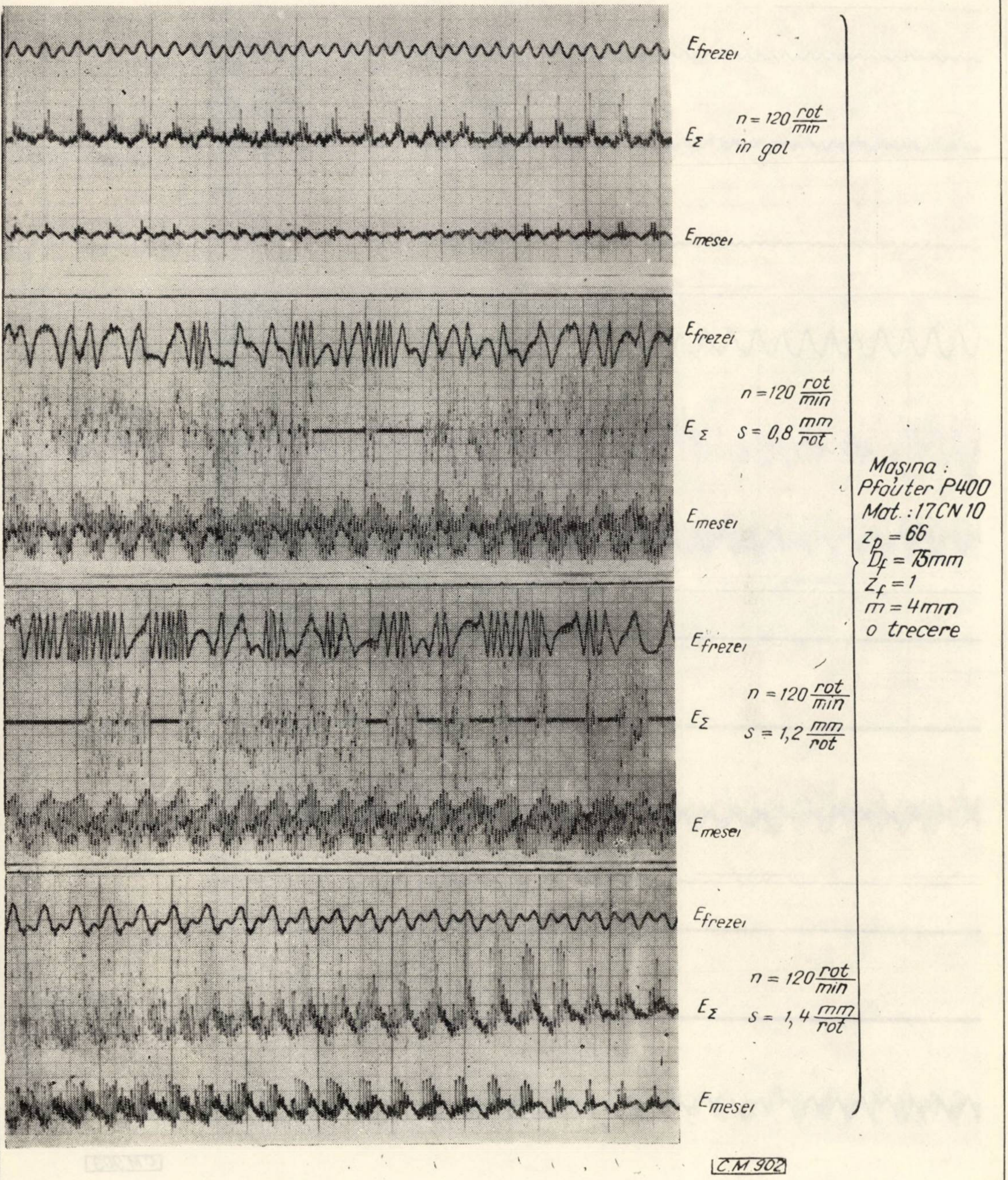
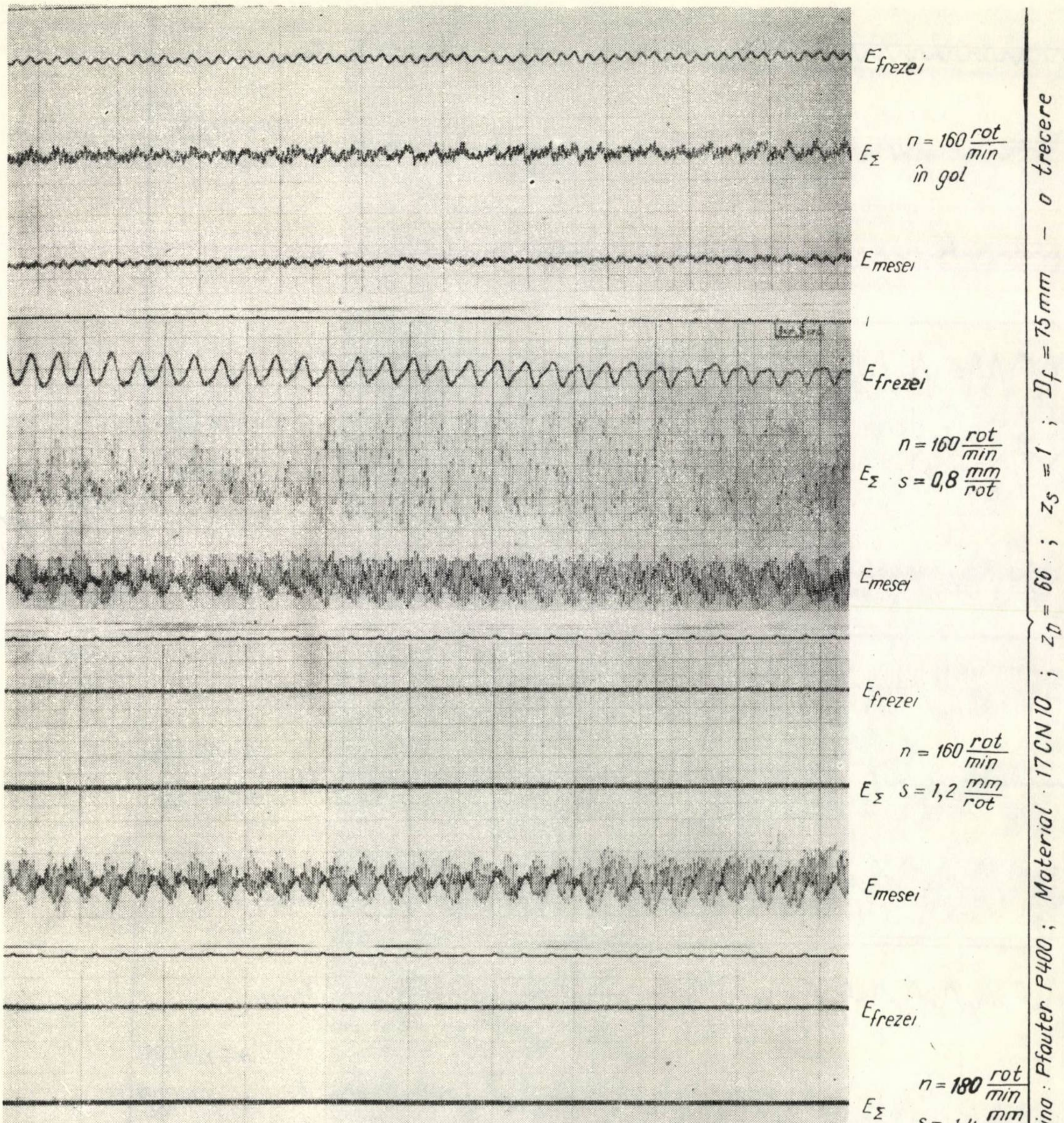

1
2
E_{frezei}
3
E_{Σ}
$n = 60 \frac{rot}{min}$
în gol
4
E_{mesei}
1
2
E_{frezei}
3
E_{Σ}
$n = 60 \frac{rot}{min}$
$s = 0{,}8 \frac{mm}{rot}$
4
E_{piesei}
Maşina :
Pfauter
P400
Mat. :17CN10
$z_p = 66$
$z_f = 1$
$D_f = 75 mm$
$m = 4 mm$
o trecere
E_{frezei}
E_{Σ}
$n = 80 \frac{rot}{min}$
$s = 1{,}2 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
E_{frezei}
$n = 80 \frac{rot}{min}$
E_{Σ}
$s = 1{,}4 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
CM 901

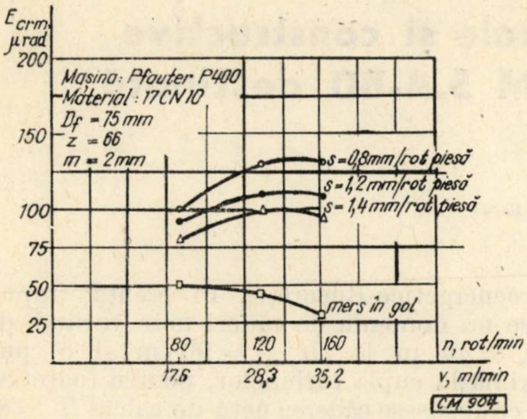
Fig. 2


E_{frezei}
E_Σ
$n = 120 \frac{rot}{min}$
în gol
E_{mesei}
E_{frezei}
$n = 120 \frac{rot}{min}$
E_Σ
$s = 0{,}8 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
Maşina :
Pfauter P400
Mat.: 17CN10
$z_p = 66$
$D_f = 75mm$
$z_f = 1$
$m = 4mm$
o trecere
E_{frezei}
$n = 120 \frac{rot}{min}$
E_Σ
$s = 1{,}2 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
E_{frezei}
$n = 120 \frac{rot}{min}$
E_Σ
$s = 1{,}4 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
CM 902

Fig, 3


E_{frezei}
E_Σ $n = 160 \frac{rot}{min}$ în gol
E_{mesei}
E_{frezei}
E_Σ $n = 160 \frac{rot}{min}$ $s = 0,8 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
E_{frezei}
E_Σ $n = 160 \frac{rot}{min}$ $S = 1,2 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
E_{frezei}
E_Σ $n = 180 \frac{rot}{min}$ $s = 1,4 \frac{mm}{rot}$
E_{mesei}
Mașina : Pfauter P400 ; Material : 17CN10 ; $z_p = 66$; $z_s = 1$; $D_f = 75$ mm — o trecere
C.M 903

Fig, 4



Fig, 5

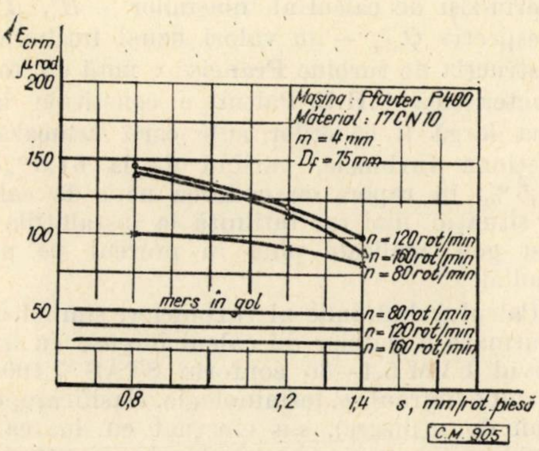


Fig. 6

În concluzie, se poate spune că, din punctul de vedere al preciziei cinematice a maşinii de frezat roţi dinţate, este indicat a se lucra cu anumite regimuri de aşchiere, la care eroarea cinematică sumă este minimă, aceasta avînd o variaţie exponenţială faţă de regimul de aşchiere, avînd valabilitate relaţiile (1) şi (6) respectiv relaţia (7), care au fost confirmate experimental.

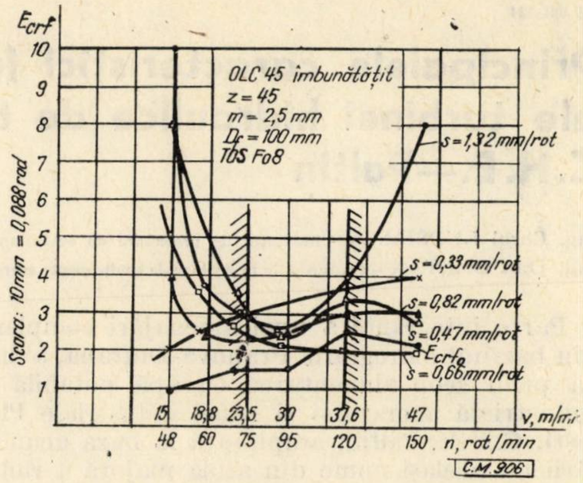


Fig. 7

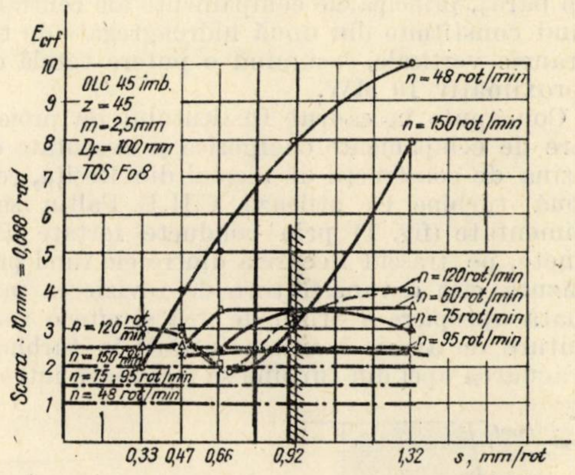


Fig. 8

BIBLIOGRAFIE

[1] *Heidrich, G.A.* fogaskerekek leféjtömarás teljesitmenynövelése az utóbbi években. În : Gépgyártás technologia, nr. 12, 1964.

[2] *Höfler, W.* A fogaskerékellenörzés uj modszerei. Budapesta, 1957.

[3]] *Opitz, H.*, *Schwiegelshohn, K.* Entwicklung seismischer Drehfehlermessgeräte mit niedrigen Eigenfrequenzen für die Verzahntechnik. Nr. 1388. Köhn u. Oplden, Westdeutscherverlag, 1964.

[4] *Opitz, H.* Geräuschuntersuchungen an Zahnrädgetrieben. In : VDI-Berichte, 69, 1963, p. 107—114.

[5] *Paderewski, K.* Dokladnosc kinematyczna frezarek obwiedniowych. În : Przeglad mechaniczny, 22, nr. 17, 1963, p. 532—539.

[6] *Štěpánek, K.* Izmerenie i povîşenie tocinosti zuboobrabotîvaiuşcii stankov. În : Stanki i instrument, nr. 9, 1960, p. 18—23.

[7] *Lăzărescu, I.*, *Pay, E.* Contribuţii în legătură cu determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de prelucrare a danturii cilindrice, cu freză melc-modul. În : Construcţia de Maşini, nr. 2, 1969, p. 71—81.

[8] *Lăzărescu, I.*, *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei melc, la frezarea roţilor dinţate cu dantură dreaptă. În : Construcţia de Maşini, nr. 4, 1970.

[9] *Nekrasov*, S., *Safiullin*, V. Zubofrezerovanie mnogozahodnîmi cerviacinîmi frezami uvelicennogo diametra. În : Vestnik maşinostroenie, 46, nr. 6, 1966, p. 70—73.

[10] *Cen Din-cean.* Experimentalnoe issledovanie sil razania pri zubofrezerovanii. Avtoreferat dissertaţii. Moscova, Bauman, 1959.

[11] *Pay, E.* Contribuţii la determinarea influenţei unor factori tehnologici asupra preciziei de danturare la frezarea roţilor dinţate cilindrice cu freză-melc modul. Teză de doctorat, Institutul politehnic — Cluj, 1969.

CZ 621.224

Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip FVM 5,4-80 destinată C.H.E.—Paltin

Ing. Carol LUPSIASCA – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reşiţa
Ing. Dan BRETAN – Institutul de proiectare de echipamente energetice – Reşiţa

Parte integrantă a unei amenajări complexe din bazinul hidrografic Prahova-Doftana, avînd ca prim scop alimentarea cu apă potabilă şi industrială a oraşului şi zonei industriale Ploieşti, C.H.E.-Paltin, amplasată la baza acumulării cu acelaşi nume din albia majoră a rîului Doftana este, în esenţă, o centrală aeriană de tip baraj, principalele echipamente ale centralei fiind constituite din două hidroagregate de tip Francis verticale, însumînd o putere totală de aproximativ 10 MW.

Concepute în cadrul Institutului de proiectare de echipamente energetice şi executate de Uzina de construcţii de maşini din Reşiţa, cele două turbine ce utilează C.H.E.-Paltin sînt alimentate (fig. 1) prin conducte forţate distincte, pe traseul fiecăreia dintre ele fiind prevăzută cîte o vană-fluture de revizie în imediata apropiere a prizei de apă şi cîte o vană fluture de avarie înaintea intrării în turbină; evacuarea apei din turbine se realizează într-un bazin de liniştire special amenajat în vechea albie a rîului Doftana.

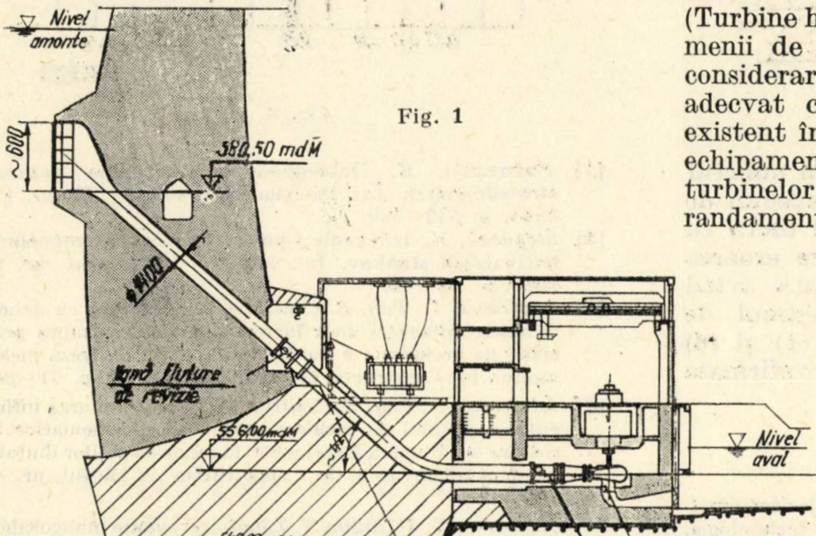


Fig. 1

Din punct de vedere hidraulic, turbinele au fost dimensionate luîndu-se în considerare datele de calcul furnizate de proiectantul general al centralei-Institutul de studii şi proiectări hidroenergetice-Bucureşti, în esenţă impunîndu-se un domeniu de căderi nete variind de la $H_{min} = 49$ m la $H_{max} = 90$ m şi o putere maximă la cupla turbinelor, pentru toate căderile ce depăşesc căderea netă de calcul $H_c = 80$m, de $P_{max} = 5\,350$ kW, în condiţiile unui debit instalat pe turbină de $Q_{max} = 7{,}5$ m^3/s.

Se remarcă de la bun început că parametrii propriu-zişi de calcul al maşinilor — H_c, P_{max} şi respectiv Q_{max} — au valori uzual întîlnite în construcţia de turbine Francis; o notă cu totul caracteristică C.H.E.-Paltin o constituie însă gama largă a căderilor sub care urmează a funcţiona turbinele, variind de la 61,3 % la 112,5 %, în raport cu căderea netă de calcul H_c, situaţie mai rar întîlnită la instalaţiile de acest gen realizate pînă în prezent pe plan mondial.

Calculul hidraulic al turbinelor, simbolizate ca urmare a datelor de calcul impuse cu indicativul FVM 5,4—80 conform STAS 7 100-64 (Turbine hidraulice, terminologie, clasificare, domenii de utilizare), s-a efectuat cu luarea în considerare a unui model hidraulic de referinţă adecvat condiţiilor C.H.E.-Paltin, încercat şi existent în cadrul Institutului de proiectare de echipamente energetice-Reşiţa; dimensionarea turbinelor a urmărit în esenţă realizarea unor randamente cît mai ridicate pe întreaga zonă a puterilor maxime, dată fiind funcţionarea de durată prevăzută pentru turbine în asemenea regimuri şi respectiv obţinerea unor sarcini de aspiraţie cît mai potrivite realizării părţii de construcţie aferentă centralei.

Parametrii de bază ai turbinelor — diametrul de intrare în rotor D_1 şi respectiv turaţia nominală n — s-au stabilit prin compararea unui număr relativ mare de variante (D_1, n), în final alegîndu-se un diametru de intrare în rotor $D_1 = 1\,000$ mm şi o turaţie nominală $n = 600$ rot/min; valorile puterilor maxime P_{max} la cupla turbinelor şi respectiv debitele maxime absorbite Q_{max}, corespunzătoare parametrilor adoptaţi, au fost redate în tabela 1.

Puterile şi respectiv debitele maxime ce fac obiectul tabelei 1 se realizează la o deschidere maximă posibilă geometric a aparatelor directoare de $a_{0max} \cong 95$ mm, constantă în intervalul de căderi nete $H_{min} \div H_c$ şi descrescătoare pînă la $a_{0max} \cong 80$ mm în intervalul $H_c \div H_{max}$, ca urmare a condiţiei de limitare

Tabela 1

Căderea netă H, m	Puterea maximă P_{max}, kW	Debit maxim Q_{max}, m³/s
49	2 510	5,8
80	5 350	7,5
90	5 350	6,8

a puterilor maxime la $P_{max} = 5\,350$ kW pentru toate căderile nete ce depăşesc pe H_c; sarcina maximă admisibilă de aspiraţie la care funcţionarea turbinelor este ferită de pericolul cavitaţiei, în condiţiile căderilor şi puterilor maxime menţionate, este de $H_{smax} = 0$ m.

Trebuie observat, aşa după cum rezultă şi din figura 2, că turbinele îndeplinesc, în mod satisfăcător, condiţia realizării unor randamente relativ mari în domeniul puterilor maxime, cu toată variaţia exagerată a căderilor caracteristică C.H.E.-Paltin; remarcăm însă, pe de altă parte, că dimensionarea, cu totul specială, impusă de condiţiile realizării randamentelor în maniera amintită, conduce (fig. 3) la turaţii de ambalare ce depăşesc valorile uzual întîlnite în construcţia de turbine Francis.

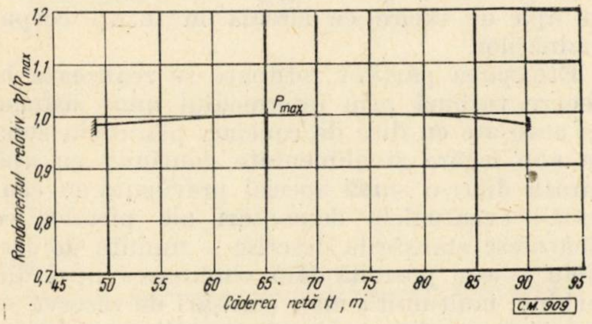


Fig. 2

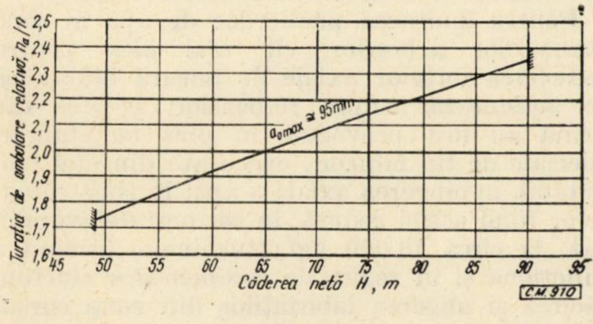


Fig. 3

Principalele caracteristici dimensionale ale circuitului hidraulic aferent turbinelor de tip FVM 5,4—80, deduse prin similitudine în baza modelului hidraulic de referinţă adoptat, au fost redate în figura 4.

Din punct de vedere constructiv, turbinele hidraulice destinate C.H.E.-Paltin, a căror soluţionare de ansamblu a fost redată în figura 5, au fost astfel concepute încît să conducă la agregate de înălţime şi greutate redusă, simple din punctul de vedere al execuţiei dar, în acelaşi timp, sigure în exploatare; se remarcă faptul că, deşi dezavantajate din cauza turaţiilor mari de ambalare la care au fost dimensionate, turbinele de tip FVM 5,4—80 beneficiază totuşi de o greutate specifică din cele mai reduse —2,3 kgf/kW.

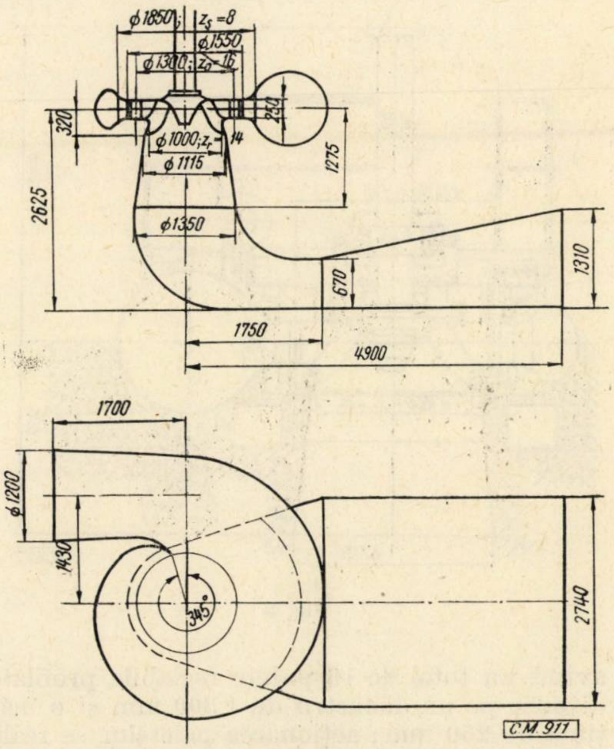


Fig. 4

Admisia apei în turbine se realizează prin camere spirale de secţiune circulară avînd un diametru al secţiunii de intrare de 1 200 mm şi un unghi total de înfăşurare de 345°; corpuri comune cu camerele spirale, statoarele celor două turbine ce echipează C.H.E.-Paltin au un total de 8 coloane de grosime constantă, dispuse pe un diametru de intrare de 1 850 mm şi respectiv de ieşire de 1 550 mm.

Întreaga construcţie — cameră spirală inclusiv stator — a fost realizată într-o variantă sudată din oţel carbon obişnuit, virolele aferente spiralei propriu-zise avînd o grosime de 20 mm, constantă pe întreg conturul camerei, pentru asigurarea rezistenţei mecanice necesare întregii construcţii.

Fixarea în fundaţie a camerelor se realizează, în principal, prin intermediul a cîte 6 traverse la fiecare dintre spirale, transmiterea forțelor axiale la fundație efectuîndu-se prin intermediul coloanelor statoarelor; întreg ansamblul traverselor, precum și spiralele, pînă în planul median aferent lor, sînt înglobate în beton.

Reglarea debitului turbinelor se face cu aparate directoare de construcție clasică, fiecare avînd un total de 16 palete reglabile profilate, dispuse pe un diametru de 1 300 mm și o înălțime de 250 mm; acționarea paletelor se realizează prin sisteme de pîrghii legate la inele de reglare exterioare, puse în mișcare prin cîte 2 servomotoare, instalate pe suporți speciali prevăzuți în acest scop pe camera spirală a fiecărei turbine.

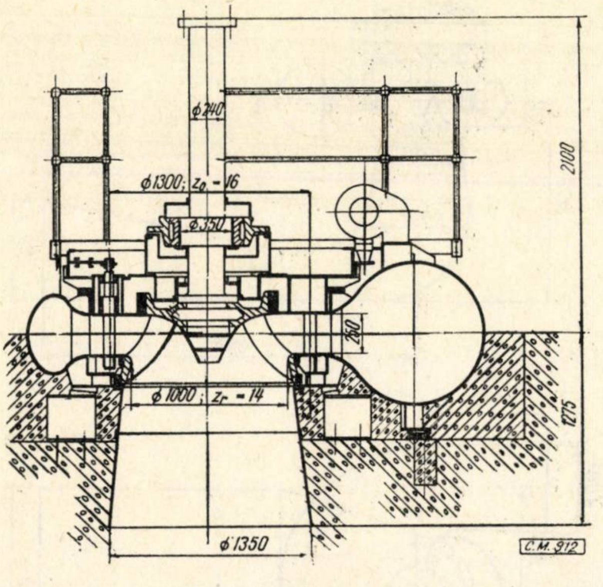


Fig. 5

În vederea evitării unor uzuri premature, paletele directoare au fost executate prin turnare din oțel inoxidabil; ghidarea paletelor în cele două inele ale fiecărui aparat director — superior și respectiv inferior — realizate în construcție sudată din oțel carbon obișnuit, se face în lagăre prevăzute cu bucșe de bronz, unse cu unsoare consistentă.

Etanșarea fusurilor paletelor în zona inelelor superioare se realizează prin manșete de cauciuc de tip „U", eventualele scăpări de apă fiind drenate prin țevi de descărcare special prevăzute în acest scop.

Rotoarele turbinelor, avînd un total de 14 palete profilate, dispuse pe un diametru de intrare de 1 000 mm, și de ieșire de 1 110 mm, sînt construcții mixte de tipul turnat-sudat, executate dintr-un oțel austenito-feritic, foarte rezistent la eroziune, coroziune și cavitație, și care poate fi sudat la rece.

Evacuarea apei din turbine se face prin intermediul unor tuburi de aspirație curbe, avînd un diametru al secțiunilor de intrare de 1 115 mm și secțiuni de ieșire de 1 310×2 740 mm, plasate la 4 900 mm în raport cu axa turbinelor.

Căderea de calcul a turbinelor fiind relativ mică, tuburile de aspirație sînt din beton, iar zonele de după rotor au blindaje executate prin sudare din tablă de oțel inoxidabil.

Transmiterea puterii la hidrogeneratoare se face prin arbori cu un diametru mediu de 240 mm, executați prin forjare din oțel carbon de calitate; îmbinarea arborilor cu rotoarele turbinelor și respectiv cu arborii hidrogeneratoarelor se realizează prin buloane păsuite confecționate dintr-un oțel de foarte mare rezistență.

Pentru ghidarea părților rotitoare, turbinele au fost prevăzute cu lagăre de conducere în băi de ulei fixe, avînd cuzineți coronali (pe 360°) și diametre interioare de 350 mm; soluția preconizată permite atît preluarea forțelor radiale provenite din asimetria hidraulică normală sau accidentală din zona rotoarelor turbinelor, cît și stabilizarea permanentă a poziției arborilor în rotație prin diminuarea bătăilor inițiale.

Evacuarea căldurii degajate în lagăre se face cu apă de răcire ce circulă în însuși corpul cuzineților.

Etanșarea părților rotitoare se realizează la fiecare turbină prin intermediul unor sisteme de etanșare cu disc de cauciuc, plasate în zona de sub lagăre și alimentate continuu cu apă curată dintr-o sursă special prevăzută în centrală; eventualele demontări ale pieselor ce alcătuiesc etanșările descrise — numite de serviciu — este posibilă fără eliminarea apei din turbine, mulțumită unor etanșări de rezervă — furtun de cauciuc cu inserție metalică — plasate sub cele de serviciu și care lucrează cu apă sub presiune provenită din conductele forțate.

Pentru limitarea pierderilor de apă în zona etanșărilor arborilor, cît mai ales pentru reducerea forțelor axiale de natură hidraulică ce acționează asupra rotoarelor, acestea din urmă au fost prevăzute în plus cu etanșări speciale de tip labirint, executate din oțel inoxidabil, împingerea axială a apei în zona rotoarelor fiind astfel redusă, în cel mai defavorabil caz, la circa 48 000 kgf; turbinele, urmînd a funcționa și în regim de compensator sincron, răcirea și ungerea labirinților din zona coroanelor rotoarelor s-a prevăzut a se face, în asemenea situații, cu apă curată adusă prin racorduri special destinate acestui scop.

În vederea evitării apariției de depresiuni periculoase în prima zonă a tuburilor de aspirație, fiecare turbină a mai fost înzestrată cu cîte un ventil de aerisire de tipul cu acțiune liberă cu diametrul nominal de 35 mm montat în partea inferioară a arborelui turbinei; aerisirea propriu-zisă se efectuează printr-un alezaj special destinat acestui scop prevăzut pe partea interioară a părților rotitoare.

CZ 621.43–222.001.5

Consideraţii asupra colţurilor în determinarea numerică a eforturilor dintr-un cilindru solicitat termic axial simetric

Ing. Ion ROŞCA – Institutul politehnic – Bucureşti

Integrarea ecuaţiilor cu derivate parţiale este o problemă dificilă, de cele mai multe ori singura posibilitate de obţinere a soluţiei rămîne rezolvarea numerică. Pentru aceasta ecuaţiile diferenţiale se înlocuiesc cu un singur sistem de ecuaţii algebrice, derivatele parţiale exprimîndu-se prin diferenţe finite.

Deci în locul unei funcţii analitice care satisface ecuaţia cu derivate parţiale, cu condiţii la limită date, se caută valorile numerice ale acestei funcţii pe o mulţime de puncte ale domeniului în care funcţia este definită.

Se va aplica metoda diferenţelor finite, numită şi metoda reţelelor. Ocupîndu-ne în continuare de un cilindru solicitat axial simetric, deci care are o stare de tensiune tot axial simetrică, vom lua ca domeniu de studiu un dreptunghi obţinut printr-o secţiune longitudinală (ce conţine axa) în cilindru. Pentru că este vorba de un cilindru, sistemul de referinţă va fi un sistem cilindric, axa Oz coincizînd cu axa de simetrie a cilindrului.

Trasăm drepte paralele cu laturile dreptunghiului, drepte ce vor forma o reţea care acoperă acest domeniu. Punctele de intersecţie dintre dreptele reţelei se numesc noduri, ele fiind punctele în care vom afla valorile numerice ale funcţiei căutate. Notăm cu h — pasul radial (distanţa dintre două drepte consecutive paralele cu Oz) şi l — pasul axial (distanţa dintre două drepte consecutive paralele cu Or). Dacă $1 = h$, reţeaua se numeşte patratică, dacă $1 \neq h$, reţeaua se numeşte dreptunghiulară. Lungimea cilindrului fiind mare în raport cu grosimea peretelui vom considera l mai mare decît h. De asemenea considerăm distanţele dintre dreptele paralele consecutive constante : $h =$ constant, $l =$ constant (fig. 1.).

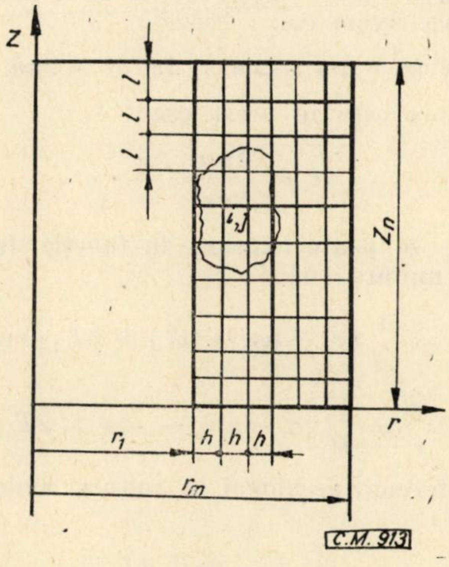


Fig. 1

Un nod se află la intersecţia dintre dreptele :

$$\begin{cases} r = r_1 + (i - 1).\,h\,;\ i = 1,\,2,\,3,\,\ldots,\,m \\ z = (j - 1).\,l\,;\ j = 1,\,2,\,3,\,\ldots,\,n \end{cases} \tag{1}$$

un nod fiind caracterizat prin indicii i şi j.

Considerînd zona din jurul unui nod (conform fig. 2), expresiile derivatelor funcţiei $u\ (r,\ z)$ sînt [2], [3], [4]:

$$\begin{cases} \left(\dfrac{\partial u}{\partial r}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\mathrm{h}}\,;\ \left(\dfrac{\partial u}{\partial z}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i,j+1} - u_{i,j-1}}{21} \\ \left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial r^2}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i+1,j} - 2\,u_{i,j} + u_{i-1,j}}{h^2} \\ \left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i,j+1} - 2\,u_{i,j} + u_{i-1-j}}{l^2} \\ \left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial r \partial_z}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i+1,j+1} - u_{i-1,j+1} - u_{i+1,j-1} + u_{i-1,j-1}}{4\,hl}. \end{cases} \tag{2}$$

Formulele de mai sus pot fi aplicate pentru nodurile din interiorul domeniului (noduri interioare). Pentru nodurile de pe contur, pentru ca în expresia derivatelor să nu apară şi valori din afara domeniului de studiu, derivatele se scriu cu aproximaţie mai mare, spre exemplu, pentru un punct de pe conturul din stînga (fig. 3) :

$$\begin{cases} \left(\dfrac{\partial u}{\partial r}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{h} \\ \left(\dfrac{\partial u}{\partial z}\right)_{i,j} \cong \dfrac{u_{i,j+1} - u_{i,j-1}}{2\,l}. \end{cases} \tag{3}$$

În mod analog se scriu derivatele şi pentru orice punct de pe celelalte laturi ale conturului domeniului. Menţionăm în plus că în colţuri derivatele vor căpăta expresii particulare [1].

Ecuaţiile ce urmează a fi rezolvate sînt ecuaţiile termoelasticităţii axial simetrice exprimate în deplasări :

$$\left\{\begin{aligned} &\Delta U - \frac{\mu}{r^2} + \frac{1}{1-2\mu}\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \\ &\qquad - 2\,\frac{1+\mu}{1-2\mu}\,\alpha\,\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \\ &\Delta W + \frac{1}{1-2\mu}\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \\ &\qquad - 2\,\frac{1+\mu}{1-3\mu}\,\alpha\,\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \end{aligned}\right. \tag{4}$$

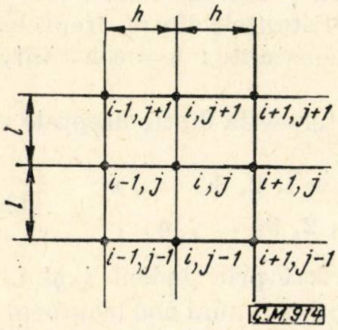


Fig. 2

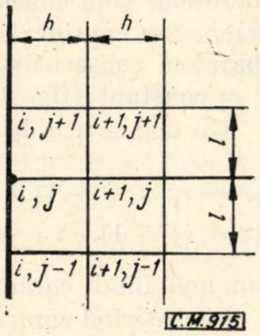


Fig. 3

u şi *w* sînt deplasările unui punct din cilindru în direcţiile radială şi axială în funcţie de ele putînd fi determinate tensiunile termice.

Expresiile eforturilor unitare în funcţie de deplasări sînt :

$$\left\{\begin{aligned} \sigma_r &= 2G\left[\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\mu}{1-2\mu}\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \right. \\ &\qquad \left. - \frac{1+\mu}{1-2\mu}\,\alpha\;T\right] \\ \sigma_z &= 2G\left[\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\mu}{1-2\mu}\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \right. \\ &\qquad \left. - \frac{1+\mu}{1-2\mu}\,\alpha\;T\right] \\ \sigma_t &= 2G\left[\frac{u}{r} + \frac{\mu}{1-2\mu}\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) - \right. \\ &\qquad \left. - \frac{1+\mu}{1-2\mu}\,\alpha\;T\right] \\ \tau_{rz} &= G\left[\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r}\right] = \tau_{zr}. \end{aligned}\right. \tag{5}$$

Folosind formulele ce aproximează derivatele (formulele (2) şi formulele de tip (3)) ecuaţiile (4) se transformă în ecuaţii cu diferenţe finite ce se aplică în fiecare nod. Vom scrie, deci, cîte două ecuaţii pentru determinarea celor două necunoscute *u* şi *w* din fiecare nod. Pentru determinarea deplasărilor *u* şi *w* în nodurile de pe contur, deplasări ce intervin în ecuaţiile nodurilor interioare, dispunem de condiţiile de eforturi normale şi tangenţiale pe contur nule, care ne dau ecuaţii suficiente pentru determinarea valorilor numerice ale funcţiilor (cîte două ecuaţii pentru *u* şi *w* din fiecare nod) cu excepţia colţurilor.

Aşa cum se arată în [1], colţurile constituie puncte singulare şi nu dispunem de numărul de ecuaţii necesar. Într-adevăr, în fiecare colţ pierdem cîte o ecuaţie datorită dualităţii eforturilor unitare tangenţiale ceea ce face ca pentru fiecare colţ cîte două ecuaţii (condiţiile $\tau_{rz} = 0$ şi $\tau_{zr} = 0$) să fie identice. Pentru a obţine ecuaţiile necesare în [1] s-a arătat că se pot scrie ecuaţii globale de echilibru : torsorul de reducere al forţelor de legătură ce apar în secţiunea cilindrului (suma forţelor şi suma momentelor) trebuie să fie nul deoarece cilindrul nu este supus la sarcini exterioare (torsorul forţelor exterioare este nul). Deoarece aceste ecuaţii globale rezultă printr-un proces de însumare, numărul termenilor fiind cu atît mai mare cu cît sînt mai multe noduri, aceste ecuaţii în procesul de calcul conţin erori date de suma erorilor termenilor componenţi. Acest lucru conduce la stricarea convergenţei procesului de calcul.

De aceea, în articolul de faţă sînt luate în considerare noi ipoteze, menţionîndu-se totodată că ecuaţiile de echilibru global constituie un mijloc de verificare a soluţiilor obţinute în urma rezolvării numerice.

Din punct de vedere fizic, alungirea unei fibre circulare din material trebuie să corespundă cu creşterea razei.

Dacă o rază r creşte cu $\mathrm{d}r = u$, circumferinţa va creşte cu :

$$2\pi\;(r + \mathrm{d}r) - 2\pi r = 2\pi\;\mathrm{d}r = 2\pi u. \tag{6}$$

Alungirea este în acest caz :

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi u}{2\pi r} = \frac{u}{r}\,. \tag{7}$$

Dar ε_t se poate exprima în funcţie de eforturile unitare [5] :

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}\,(\sigma_t - \mu\tau_r - \mu\tau_z) + 2\,T\,;\ \text{deci :} \tag{8}$$

$$\frac{u}{r} = \frac{1}{E}\;(\sigma_t - \mu\tau_r - \mu\tau_z) + \alpha T \tag{9}$$

sau referindu-ne numai la colţuri, unde $\sigma_r = \sigma_z = 0$:

$$\frac{u}{r} = \frac{1}{E}\,\sigma_t + \alpha T \tag{10}$$

şi în funcţie de alungiri [5] :

$$\begin{aligned} \frac{u}{r} = \frac{1}{E}\,\frac{E}{(1+\mu)\;(1-2\mu)}\;[(1-\mu)\;\varepsilon_t + \mu\varepsilon_z + \\ + \mu\varepsilon_r - (1+\mu)\;\alpha T] + \alpha T \end{aligned} \tag{11}$$

de unde ţinînd seama de expresiile alungirilor în funcţie de deplasări [5], după simplificări şi reduceri obţinem :

$$\frac{\partial u}{\partial r} + 2\mu\frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} - 2\,(1+\mu)\,\alpha\,T = 0. \quad (12)$$

Relaţia (12) poate fi scrisă în fiecare colţ, obţinîndu-se astfel ecuaţiile ce lipseau. Această relaţie a fost dedusă din consideraţii fizice şi constituie condiţia de compatibilitate a deplasărilor pentru colţuri. Ea reprezintă ecuaţia suplimentară ce ne permite rezolvarea numerică a problemei puse, numărul total de ecuaţii fiind acum egal cu numărul total de necunoscute.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Roşca, I.* Condiţii de contur la o bucşă de cilindru solicitată de un cîmp termic axial-simetric. În : Bul. Inst. pol, Buc., nr. 2, 1970.

[2] *Soare, M.* Aplicarea ecuaţiilor cu diferenţe finite la calculul plăcilor curbe subţiri. Bucureşti, Ed. Acad. RSR, 1968.

[3] *Allen, D.* N de G. Relaxations methods. New York, Mc Graw Hill. 1954

[4] *Angot, A.* Complemente de matematici, Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

[5] *Bezuhov, N. I.* Rasciotî na procinosti, ustoicivosti kolebaniia v usloviiah visokih temperatur. Moscova. Maşinostroenie, 1965.

CZ 621.515.001.24

Contribuţii la stabilirea unor parametri de calcul al compresoarelor centrifuge*

Prof. ing. C. STAMATESCU – Institutul politehnic – Bucureşti
Dr. ing. M. GRIGORIU – Institutul politehnic – Bucureşti
Dr. ing. V. RADCENCO – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. T. DUICU – Institutul politehnic – Bucureşti

Metoda de analiză a proceselor din maşinile termice, bazată pe utilizarea energiei, se poate aplica pentru calificarea condiţiilor termodinamice ale procesului de comprimare a gazului în compresorul centrifugal, în care scop se examinează randamentul exergetic în procesul de comprimare a gazului în treapta de comprimare centrifugală, urmînd ca apoi să se extindă studiul asupra unui număr Z de trepte.

În treapta compresorului cu curgere continuă, în general transformarea stării gazului are loc prin fenomene gazodinamice ; procesul de comprimare are loc cu frecare, deci din punct de vedere termodinamic după o politropă echivalentă caracterizată prin exponentul politropic $m > \varkappa$.

Treapta de comprimare dintr-un asemenea proces se poate desfăşura fără sau cu răcire în timpul procesului. Cazul uzual al comprimării aerului este cazul procesului fără răcire pe treaptă, compresoarele centrifuge cu răcire interioară construindu-se în general numai pentru vapori mai mult sau mai puţin supraîncălziţi, procesul acesta fiind necesar în industria chimică sau în tehnica frigului.

În ce priveşte răcirea finală, aceasta are loc, în unele cazuri, după un număr Z de trepte nerăcite.

Cazurile uzuale ale procesului de comprimare a aerului în compresoare cu curgere continuă sînt deci două : comprimarea fără răcire ; comprimarea cu răcire după un număr Z de trepte nerăcite.

Comprimarea în compresorul centrifugal fără răcire (*suflantă*). Procesul se desfăşoară confom cu diagrama din figura 1, între presiunile p_1 şi p_2, după o politropă echivalentă caracterizată prin exponentul politropic $m > \varkappa$.

Presiunea p_2 este presiunea finală după un număr Z de trepte, presiunea iniţială fiind p_1.

Relaţia de definiţie a randamentului exergetic în acest proces de comprimare, cu frecare— neglijînd creşterea energiei cinetice a gazului pe treaptă, neîsemnată — este :

$$\eta_{ex} = \frac{|\Delta ex|_1^2}{|\Delta i|_1^2}. \quad (1)$$

Rezultă relaţia de calcul a acestui randament sub forma :

$$\eta_{ex} = \frac{i - i_1 - T_a(s_2 - s_1)}{i_2 - i_1} = 1 - \frac{T_a \frac{c_p}{\varkappa} \frac{m-\varkappa}{m} \ln H^z}{c_p\, T_1\, (H^{Z\varepsilon'} - 1)}$$

sau :

$$\eta_{ex} = 1 - Z\frac{T_a}{T_1}\,\frac{1}{\varkappa}\,\frac{m-\varkappa}{m}\,\frac{\ln H}{H^{Z\varepsilon'} - 1}, \quad (2)$$

---

* Articol prezentat la redacţia revistei în luna iunie 1969.

în care :

H este raportul de comprimare pe treaptă ;
Z — numărul de trepte ;
$\varepsilon' = m-1/m$.

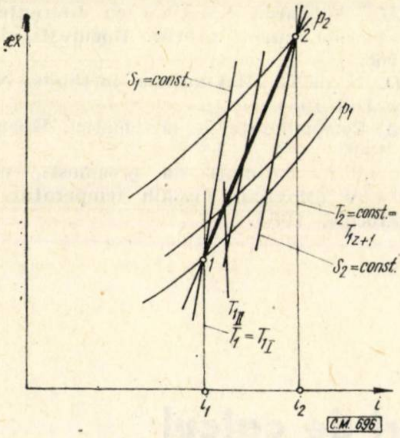


Fig. 1

Cu ajutorul relaţiei (2) s-a studiat funcţiunea :

$$\eta_{ex} = \psi\ (H,\ Z,\ T_1), \qquad (3)$$

pentru aer, avînd $\varkappa = 1{,}4$, pentru $\theta_a = 20°C$, considerînd θ_1 parametru între 20 şi 50°C.

Exponentul politropic m este cuprins între 1,59 şi 1,60 pentru procesele care se desfăşoară cu randamente interioare între 0,76 şi 0,77, care se ating în prezent la construcţiile moderne şi care se recomandă pentru proiectarea suflantelor de aer. Se foloseşte în studiul de faţă valoarea $m = 1{,}6$.

Studiul funcţiei exprimate de relaţia (2) se află sintetizat prin curbele din figura 2.

Se observă din aceste curbe, privind suflanta centrifugă, că :

— randamentul exergetic creşte continuu, monoton, cu creşterea raportului de comprimare, ceea ce se explică prin valoarea exergiei aerului comprimat nerăcit, cu atît mai ridicată cu cît temperatura şi presiunea sînt mai ridicate ;

—randamentul exergetic creşte şi cu numărul de trepte şi această creştere este sensibilă şi are aceeaşi explicaţie ca mai sus ;

— temperatura de aspiraţie θ_1 influenţează în oarecare măsură randamentul exergetic şi anume cu creşterea lui θ_1 acest randament creşte, ceea ce se explică în acelaşi mod ca mai sus.

Comprimarea în compresorul centrifugal cu răcire după Z trepte nerăcite. Acesta este cazul cel mai des folosit pentru comprimarea gazelor sau vaporilor, cu răcire (denumită răcire exterioară). Se întrebuinţează des şi în cazul comprimării aerului în compresoare centrifugale, la un număr total important de trepte (deci la un raport total de comprimare mare) pentru a se evita încălzirea aerului la temperaturi ridicate care trebuie să fie luate în considerare la studiul rezistenţei mecanice a diferitelor părţi ale compresorului.

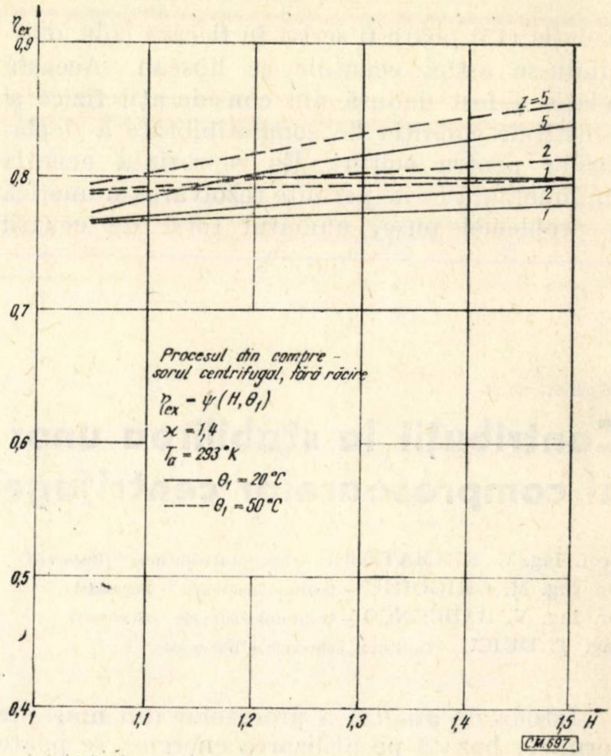


Fig. 2

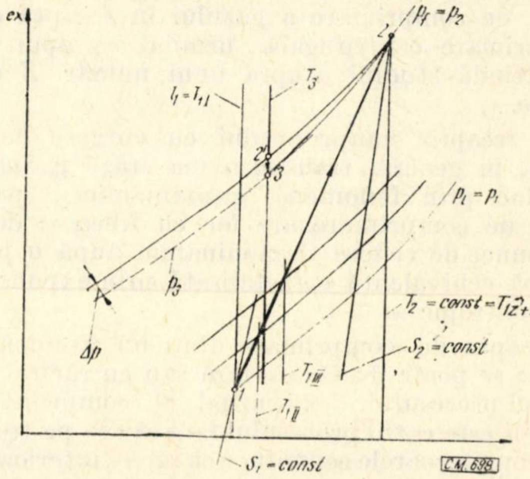


Fig. 3

Procesul se poate prezenta principial în coordonate ex-i, ca în figura 3, comprimarea avînd loc între presiunile p_i şi p_f, iniţială şi finală, după Z trepte, după politropa echivalentă 1—2, iar răcirea finală între stările 2—3, cu căderea de presiune Δ_p în răcitorul final. Exergia fiind mărime de stare se consideră transformarea 2—3 prin 2—2' şi 2'—3.

Expresia de definiţie a randamentului exergetic în acest caz este :

$$\eta_{ex} = \frac{|\Delta ex|_1^3}{|\Delta i|_1^2}. \qquad (4)$$

Rezultă expresia de calcul a acestui randament la forma :

$$\eta_{ex} = \frac{(i_3-i_1)-T_a(s_3-s_1)}{i_2-i_1} =$$

$$= \frac{c_p(T_3-T_1)-T_a\left(c_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R\ln\frac{P_3}{P_1}\right)}{c_p\, T_1(H^{Z\varepsilon'}-1).}.$$

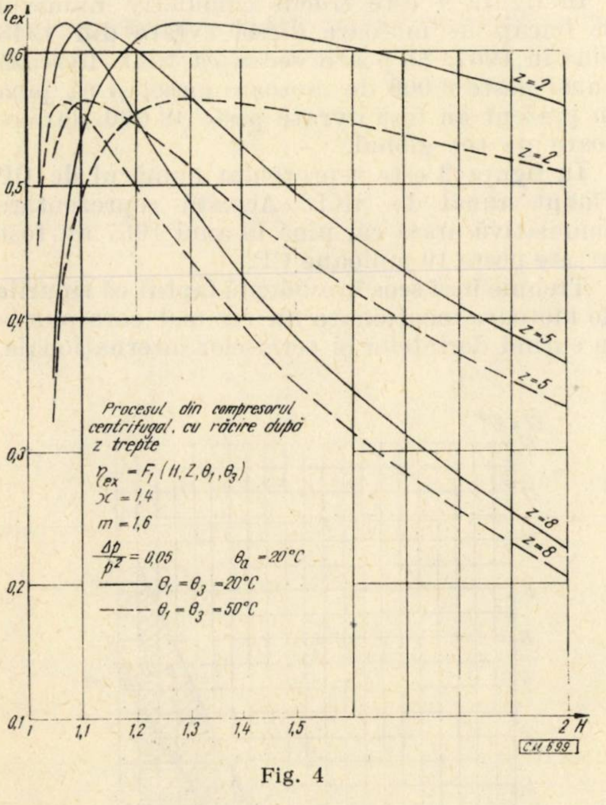


Fig. 4

Notînd $p_3 = p_2 - \Delta p$, rezultă :

$$\eta_{ex} = \frac{(T_3-T_1)+T_a\left[\varepsilon Z\ln H+\ln\left(1-\frac{\Delta p}{p_2}\right)-\ln\frac{T_3}{T_1}\right]\cdot}{T_1(H^{z\varepsilon'}-1)}. \qquad (5)$$

Cu această relaţie s-a studiat funcţia :

$$\eta_{ex} = F(H,\ Z,\ T_1\ T_3), \qquad (6)$$

pentru valoarea medie $\frac{\Delta p}{p_2} = 0,05$, $T_a = 293°\text{K}$, limitele uzuale de variaţie a variabilei H fiind 1,05 şi 2,0, ale parametrilor θ_1 şi θ_3, 20°C şi 50°C ; numărul de trepte Z este egal cu 2—5 şi 8.

Rezultatele acestui studiu sînt sintetizate în curbele trasate în figura 4 şi în figura 5, exprimînd funcţiile : $\eta_{ex} = F_1\ (H)$, parametrii fiind Z, θ_1 şi θ_3 (fig. 4) şi $\eta_{ex} = F_2\ (Z)$, parametrii fiind H, θ_1 şi θ_3 (fig. 5).

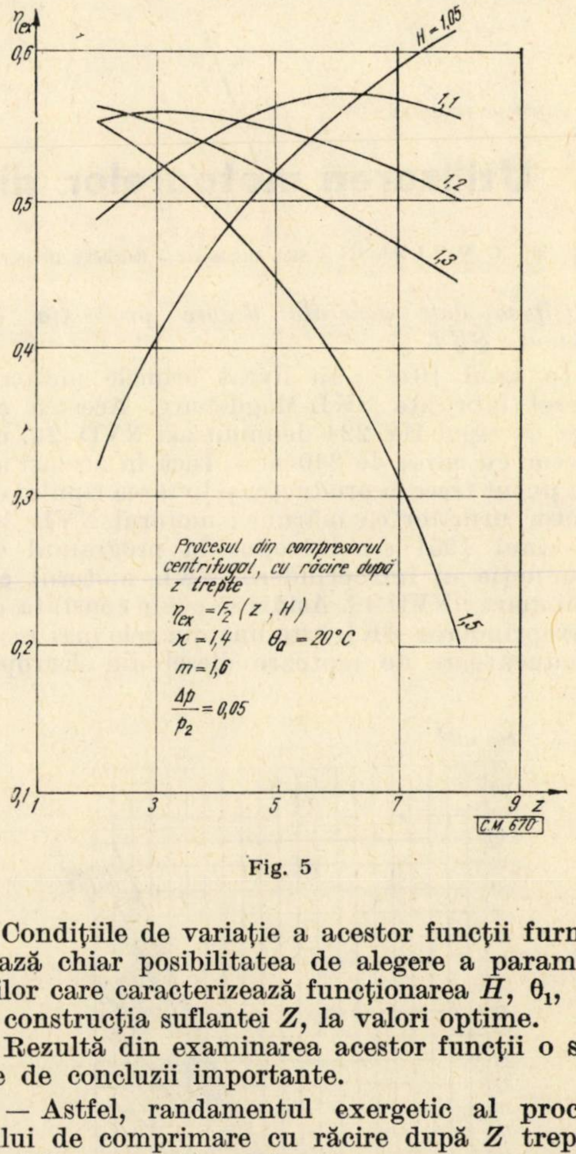


Fig. 5

Condiţiile de variaţie a acestor funcţii furnizează chiar posibilitatea de alegere a parametrilor care caracterizează funcţionarea H, θ_1, θ_3 şi construcţia suflantei Z, la valori optime.

Rezultă din examinarea acestor funcţii o serie de concluzii importante.

— Astfel, randamentul exergetic al procesului de comprimare cu răcire după Z trepte nerăcite prezintă maxime în raport cu raportul de comprimare pe treaptă (fig. 4). Aceste maxime la anumite valori $\theta_1 = \theta_3$ au aceeaşi valoare pentru oricare număr de trepte Z. Astfel, pentru $\theta_1 = \theta_3 = 20°C$, $\eta_{exM} = 0,622$, iar pentru $\theta_1 = \theta_3 = 50°C$, $\eta_{exM} = 0,564$.

— Valorile η_{exM} se află la rapoarte de comprimare pe treaptă H care, pentru oricare valori θ_1, θ_3, variază cu numărul de trepte Z(fig. 4). Valorile η_{exM} au loc la rapoartele de comprimare : $H = 1,075$ pentru $Z = 8$; $H = 1,125$ pentru $Z = 5$ şi $H = 1,300$ pentru $Z = 2$.

—Factorul H^z optim, corespunzător lui η_{ex} maxim care reprezintă chiar raportul total de comprimare pentru Z trepte nerăcite, adică raportul $p_{final}/p_{inițial}$ (pentru o secțiune), este practic constant și egal cu 1,7.

— Variația randamentului exergetic cu numărul de trepte nerăcite Z, pentru anumite valori ale raportului de comprimare pe treaptă H, prezintă de asemenea maxime deci valori optime pentru Z.

Rezultă posibilitatea de a se stabili, la proiectarea compresorului centrifugal cu răcire exterioară, numărul Z de trepte nerăcite, pe criteriul randamentului exergetic maxim sau în jurul acestei condiții, evitîndu-se practica actuală bazată pe valoarea temperaturii aerului comprimat pe fiecare sector de trepte nerăcite.

CZ 621.436:629.113:629.12

Utilizarea motoarelor diesel SKL pe nave și pe uscat*

Ing. H. J. WILLMANN – SKL Magdeburg – Republica Democrată Germană

Cîteva date generale despre producția de motoare SKL

În anul 1948 s-au livrat primele motoare diesel fabricate SKL-Magdeburg. Acestea au fost de tipul DV 224 denumit azi NVD 24, un motor cu cursa de 240 mm. Încă în același an s-a putut trece la producția și livrarea tipului de motor următor ca mărime : motorul NVD 36. În anul 1951 s-a introdus în programul de producție al întreprinderii SKL motorul cel mai mare : NVD 48. Astăzi se poate constata că întreprinderea SKL este una din cele mai mari producătoare de motoare diesel din Europa.

În figura 1 este trecut cumulativ numărul de bucăți de motoare diesel livrate din 1948 pînă în 1967. Se poate vedea că SKL livrează anual peste 3 000 de motoare diesel și că pînă în prezent au fost livrate peste 42 000 de motoare pe tot globul.

În figura 2 este reprezentat numărul de CP vîndut anual de SKL. Această reprezentare cumulativă arată că, pînă în anul 1967 au fost livrate peste 10 milioane CP.

Trebuie însă scos în evidență faptul că tipurile de motoare menționate nu vor mai corespunde în curînd dorințelor și cerințelor internaționale.

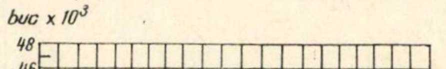


Fig. 1

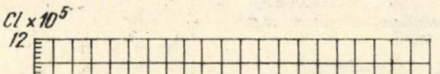


Fig. 2

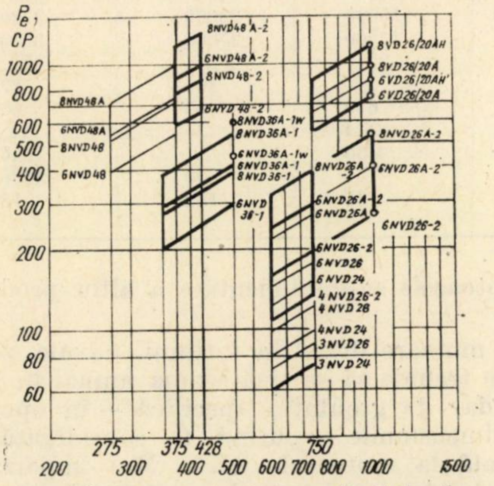
Aceasta privește atît parametrii de funcționare cum sînt : greutatea specifică, puterea litrică, presiunea medie efectivă, viteza pistonului, cît și timpul de deservire necesar.

---

* Din conferința cu același titlu susținută de autor la București, în aprilie 1970.

Corespunzător cu aceste constatări SKL s-a ocupat de perfecţionări şi dezvoltări noi, în urma cărora au rezultat motoarele NVD 36-1, NVD 48-2 şi ca o dezvoltare nouă motoarele NVD 26-2, VD 26/20 A-1.

Primele trei tipuri de motoare se livrează atît fără, cît şi cu supraalimentare cu presiuni medii p_e de 6, respectiv 9 kgf/cm ², pe cînd construcţia nouă VD 26/20, se livrează în prezent numai în varianta cu supraalimentare cu o presiune medie p_e de 13,2 kgf/cm ², iar mai tîrziu şi cu o presiune medie p_e de 16,5 kgf/cm ².



Tipul motorului	Nr. cil.	s/D	W_m (m/s)	p_e, kgf/cm²
NVD 24	3 4 6	1,37	4,8 - 6,0	5,2
NVD 26	3 4 6	1,44	5,2 - 6,5	5,4 - 8,2
NVD 36	6 8	1,5	4,2 - 6,0	5,5 - 7,8
NVD 48	6 8	1,5	4,4 - 6,0	5,7 - 7,8
NVD 26-2	3 4 6 8	1,44	5,2 - 6,5	6,0 - 9,1
NVD 36-1	6 8	1,5	4,5 - 6,0	6,0 - 9,0
NVD 48-2	6 8	1,5	6,0 - 6,7	6,0 - 9,1
VD 26/20 A	6 8	1,3	6,5 - 8,7	13,2 - 16,0

C.M. 823

Fig. 3

Prin aceasta SKL este capabilă să acopere programul de fabricaţie reprezentat în figura 3. Se poate vedea că oferă motoare cu puteri cît mai variate şi cu un domeniu de turaţie nominală cît mai mare posibil. Ca explicaţie la figura 3 menţionăm că liniile subţiri reprezintă tipurile vechi care credem că sînt cunoscute şi nu mai sînt tratate aici; liniile groase indică tipurile noi, adică motoarele perfecţionate şi nou dezvoltate; punctele reprezintă tipurile de motoare, ce se află încă în stadiu de dezvoltare. În viitor SKL îşi va extinde programul de fabricaţie, atît în ceea ce priveşte turaţiile nominale, cît şi presiunea medie.

Ţelul Intreprinderii SKL este să livreze pentru nave, ca şi pentru instalaţiile de pe uscat, o gamă de produse cît se poate de largă, pe cît posibil pentru toate scopurile de utilizare. Astfel se garantează clientului să aibă pentru diferitele sale cazuri de utilizare acelaşi furnizor. Prin aceasta se simplifică exploatarea şi administrarea instalaţiilor.

Totodată SKL urmăreşte ţinta de a produce motoare la care problema siguranţei în general, a siguranţei de funcţionare şi a cheltuielilor minime de exploatare să stea pe primul plan. Ţelul Intreprinderii SKL nu este construirea unor motoare deosebit de uşoare, ci construirea de motoare deosebit de economice, verificate şi sigure în funcţionare.

De aceea în cele ce urmează se va insista mai mult asupra problemei siguranţei, făcînd în ceea ce priveşte economicitatea motoarelor cîteva scurte observaţii.

Parametri şi indici de consum ai motoarelor SKL. În tabela 1 se arată caracteristicile principale ale motoarelor SKL.

În literatura mai recentă se găsesc în general numai valori de comparaţie valabile pentru motoare supraalimentate. Ca exemplu se pot lua noile motoare MaK, care sînt asemănătoare ca dimensiune şi turaţie cu motoarele SKL. Este de observat că toate motoarele MaK sînt echipate cu răcitoare pentru aerul de supraalimentare, pe cînd la motoarele SKL acesta este cazul numai la motorul VD 26/20.

Parametrii motoarelor de comparaţie se dau în tabela 2. Pe lîngă cheltuielile de investiţie, un rol mare în economicitatea unui motor îl are şi consumul de carburant. Indicii de consum ai motoarelor MaK pot fi consideraţi pe plan internaţional ca valori de vîrf. Ca o completare a acestor valori se poate menţiona că, pentru motorul Deutz BV 540 pentru motorul Fiat B 306 SS şi pentru motorul Nohab Polar tip F sînt indicate valori optime de la 153 pînă la 155 g/CPh. Nu se poate însă constata dacă aceste valori au fost obţinute cu agregate cuplate sau nu. Dacă se ţine seama de faptul că în publicaţii se indică valori de reclamă, atunci motorului VD 26/20 i se poate atribui o poziţie de vîrf (în comparaţie cu motorul M 282 AK şi alte produse internaţionale de vîrf).

Consumul de ulei se situează la toate tipurile SKL între valorile obişnuite pe plan internaţional, adică de la 1 pînă la 1,5 g/CPh. Echiparea motoarelor cu filtre rotative s-a dovedit a fi avantajoasă. Termenele pentru schimbarea uleiului indicate în tabelă pot fi realizate numai cu motorul plin cu ulei, fără să fie nevoie de uleiuri de ungere calitativ superioare. Gradul de impurificare rămîne în interiorul limitelor admisibile. Printr-o mărire a volumului de ulei se pot prelungi fără nici o dificultate termenele de schimbare a uleiului pînă la perioadele de reparaţie (5 000 ore respectiv 6 000 ore).

Pentru a menţine redusă tendinţa de cocsificare a uleiului de ungere în locaşul primului segment al pistonului şi pentru a crea condiţii optime de uzură la un regim de funcţionare continuă, ar trebui ca temperatura pistonului în locaşul primului segment să rămînă pe cît posibil sub 200°C. După cum reiese din tabelă, condiţia aceasta este îndeplinită de toate

Tabela 1

Tipul motorului	U.M.	NVD48A-2	NVD36A-1	NVD26A-2	VD26/20A-1
Cursa	mm	480	360	260	260
Alezaj	mm	320	240	180	200
Turaţia	rot/min	375/428	500	750	1000
Pres. medie efectivă	kgf/cm^2	9	8	9,08	13,2
Vit. medie pist.	m/sec	6/6,85	6	6,5	8,65
Pres. maximă	kgf/cm^2	70	65	67	120
Temp. pist. în locaş prim segm.	°C	190/200	190	190	160
Temp. după ulei	°C	410/440	365	410	470
Temp. înainte turb.	°C	475/510	490	560	590
Temperatură admisibilă înainte turb.	°C	575	600	620	650
Turaţia suflantă	rot/min	10400/12000	15000	23000	27200
Turaţia max. admisib. sufl.	rot/min	13800	17500	27000	33000
Gradul de reduc. turaţie	%	>40	>35	>27	35...40
Pres. de supraal.	mmHg	242/316	230	300	820
Pres. maximă injecţie	kgf/cm^2	750/840	640	600	650
Greut. la CP.	kgf/PS	16,3	16,4	12	11,1
Consum de ulei	g/CP	1	1,35	1	1,5
Term. schimb. ulei	h	1500	15	500	3000
Consum specif. de combust.	g/CP	158/165	160	162	160

Tabela 2

Datele principale ale motoarelor MaK (6 cil.):

Tip motor	U.M.	M451 AK	M351 AK	M282 AK	M281 AK
Cursa	mm	450	350	280	280
Alezaj	mm	320	240	240	240
Turaţia	U/min	428	600	1000	750
Pres. medie efec.	kgf/cm^2	11,6	11,9	14,2	11,8
Vit. medie pist.	m/s	6,4	7	9,35	7
Pres. maximă	kgf/cm^2	85	84	100	84
Temp. după. cil.	°C	390	378	425	400
Temp. înaintea turbinei	°C	—	455	535	490
Pres. de supraal.	mmHg	600	667	937	677
Consum de ulei	g/CP	—	—	—	—
Cons. spec. de comb cu pompele de apă şi ulei	g/CP	158	151	158	153

tipurile. Motorul VD 26/20 are o poziţie deosebit de favorabilă cu cele 160°C ale sale.

Încărcarea turbosuflantei şi prin aceasta adesea şi a motorului este limitată prin temperatura dinaintea turbinei şi prin turaţia grupului turbosuflantei. Rezerva necesară de circa 10% pentru creşterea temperaturii şi a turaţiei, aşa cum poate fi necesară în cazul unei înrăutăţiri a arderii sau prin toleranţă în producţia de serie, poate fi considerată ca suficientă pentru toate tipurile.

Pentru motoarele de propulsie navală în special la utilizarea unor elici cu pale reglabile — este importantă şi poziţia limitei de pompaj a turbosuflantei. Trebuie să existe garanţia ca, de-a lungul liniei de blocare, turaţia motorului la sarcină nominală să poată fi redusă cu cel puţin 30% fără să fie atinsă limita de pompaj. Aşa cum reiese din tabelă, această reducere de turaţie este garantată la motoarele SKL. Această cerinţă rămîne adesea neîndeplinită la motoarele supraalimentate a altor producători.

La motoare diesel în 4 timpi, navale, semirapide trebuie să se ţină seama numai în mod secundar de greutatea specifică — în opoziţie cu dimensiunile — putînd fi considerată ca normală la motoarele SKL. Mai importante sînt robusteţea şi durata de serviciu. Experienţa acumulată pînă în prezent în această privinţă este arătată în cele ce urmează.

Siguranţa motoarelor SKL. Spre a obţine pentru un tip de motor oarecare o robusteţe maximă şi o lungă durată de serviciu, s-a prelungit cu mult, mai ales în ultimii ani, timpul de probă pe bancurile de încercare ale motoarelor în stadiu de dezvoltare, acordîndu-se o atenţie mărită comportării pieselor. Motoarele NVD 48 A-2 au absolvit de exemplu, în timpul dezvoltării, un total de 22 000 ore de probă. S-a trecut apoi la o valorificare a experienţelor din exploatare. Aceasta a condus la o serie de îmbunătăţiri care au influenţat foarte favorabil durata de serviciu a pieselor. Se vor trata în continuare numai aspectele cele mai importante.

La motoarele NVD 24, NVD 36 şi NVD 48 cuzineţii lagărelor principale şi lagărelor de bielă au fost executaţi la început din aliaj antifricţiune. La mărirea puterii se ajungea la o fărămiţare a aliajului antifricţiune ca urmare a unor solicitări mecanice şi termice mărite. Prin trecerea pe lagăre din bronz cu plumb la tipul NVD 26-2 şi pe lagăre cu strat subţire galvanic la tipurile NVD 36-1 şi NVD 48-2 au fost înlăturate aceste deficienţe. În special lagărele galvanice s-au dovedit a fi corespunzătoare, fiind preluate şi de tipul VD 26/20 A-1. Uzura acestor lagăre este foarte redusă. După 2 000 de ore de funcţionare, stratul curent de lucru de 2 μm este încă aproape complet intact. Motorul NVD 48-2, căruia îi aparţine lagărul din figura 4, funcţionează ca motor de încercare pe o navă de pescuit şi prelucrat peşte; după 8 000 de ore de funcţionare nu s-au constatat nici fenomene de uzură demne de amintit, nici deteriorări. Aceleaşi experienţe s-au făcut şi pe navele din seria „Atlantik". Aceasta corespunde cu valorile unor motoare cunoscute ca Henschel, Maybach şi Paxman, care indică uzura cu $\leq$ 0,001 mm/1 000 ore. Luîndu-se în consideraţie experienţele pe care le-au acumulat alţi producători de motoare cu lagăre galvanice se poate aştepta ca lagărele principale şi lagărele de bielă ale motoarelor VD 26/20, NVD 36-1 şi NVD 48-2 să reziste pînă la reparaţia generală (36 000 ore).

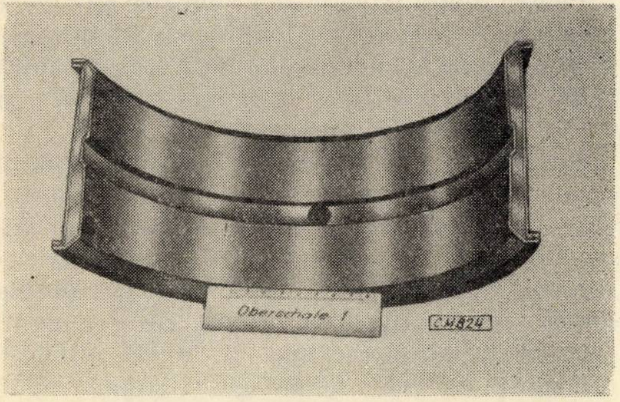


Fig. 4

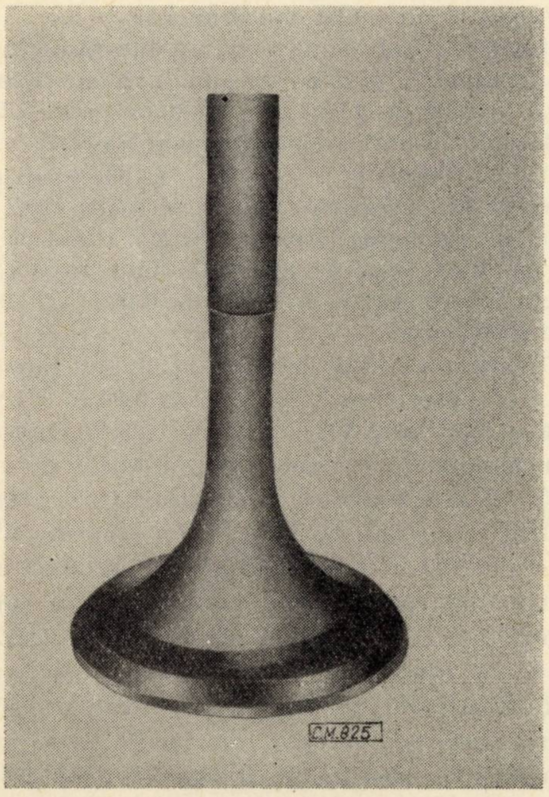


Fig. 5

Uzura redusă a lagărului are şi un efect favorabil asupra palierelor şi manetoanelor arborelui cotit. La durata de funcţionare pînă la 2 000 de ore nu s-a putut constata nici o uzură cu ajutorul micrometrului. Coeficientul de uzură pentru 1 000 de ore se va preciza sub 0,001 mm, ceea ce corespunde de exemplu motoarelor Henschel. Aceasta înseamnă că uzura corespunde unor bune norme internaţionale. O ajustare a arborelui cotit în prima treaptă de reparaţie va fi necesară cel mai devreme după 30 000 de ore, respectiv după 36 000 de ore, la reparaţia generală.

Pentru micşorarea uzurii la scaunele supapei de admisie şi de evacuare s-au luat următoarele măsuri :

— modificarea unghiurilor scaunelor la tipurile de motoare menţionate, de la 90° la 120°;

— montarea unor inele detaşabile pentru scaunul supapei, din oţel de supape de evacuare, la tipurile NVD 36-1, NVD 48-2 şi VD 26/20;

— blindarea scaunelor tijelor de supapă şi a inelelor detaşabile ale scaunelor precum şi mărirea înălţimii ciupercii supapei la tipul VD 26/20.

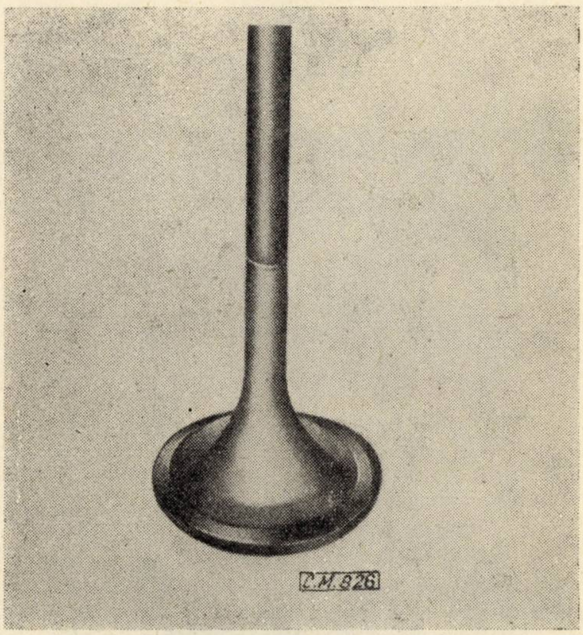


Fig. 6

Uzura scaunului supapei de admisiune a putut fi micşorată în general prin aceste măsuri sub 0,05 mm/1 000 ore. Şi mai mică este uzura la scaunul supapei de evacuare. Se cunosc valori de comparaţie numai de la motoarele Henschel, la care coeficienţii de uzură sînt în general foarte favorabili (0,04 ... 0,13 mm/1 000 ore la supapa de admisie şi 0,03 ... 0,08 mm/1 000 ore la supapa de evacuare). De aceea se poate considera că uzura scaunelor de supapă la motoarele SKL corespunde unor valori internaționale bune, respectiv reprezintă valori de vîrf.

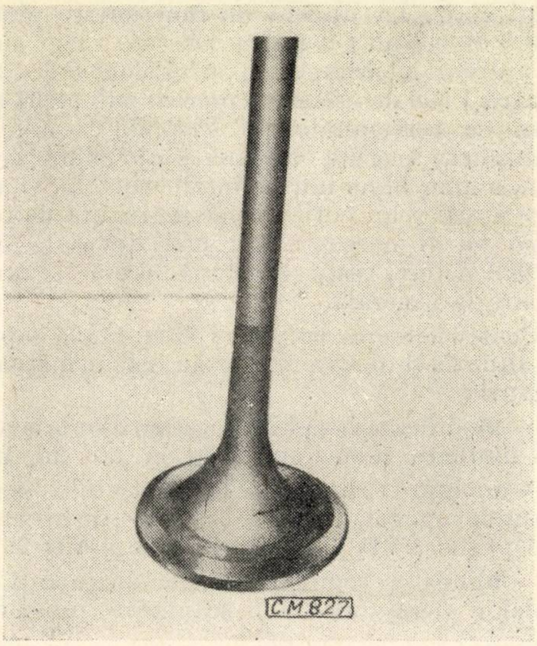


Fig. 7

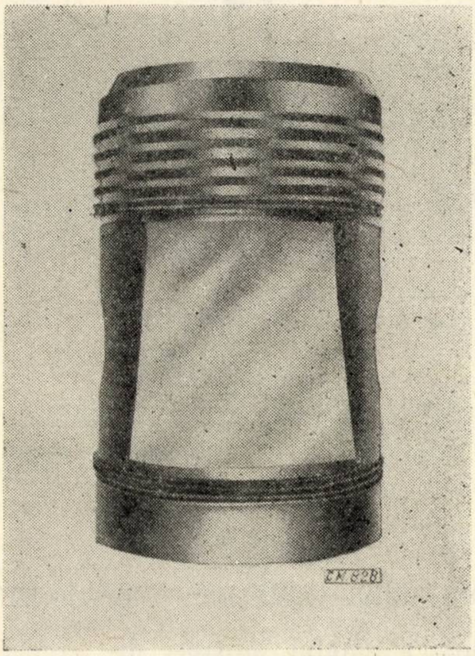


Fig. 8

În figura 5, 6 și 7, se arată supapele de admisiune și de evacuare ale unui motor de încercare VD 26/20, după 180 și 1 800 de ore. Nu se pot constata deficiențe. Uzura tijelor de supapă este de aproximativ 0,006 mm/1 000 ore. M. A. N. dă pentru motorul VV 40/54 un coeficient de uzură de 0,005 mm/1 000 ore, deci și uzura tijelor de supapă corespunde unor valori internaționale bune.

Pentru uzura ghidajelor de supapă nu există valori de comparație. La ghidajele de admisie și de evacuare ale motoarelor SKL s-au măsurat valori de uzură între 0,01 mm/1 000 ore și 0,03 mm/1 000 ore.

Complexul „locaș-segment" pentru primul segment de piston se prelucrează intensiv. După cum reiese din experiența internațională, valorile optime pentru uzura locașurilor de segment ($\approx$ 0,01 mm/1 000 ore) se pot obține numai cu pistoane cu suport de segmenți. Întrucît în acest caz sînt de învins anumite dificultăți de ordin tehnologic și trebuie luate în considerație interese de ordin economic, utilizarea și examinarea acestui sistem s-au rezumat exclusiv la motorul VD 26/20. S-au obținut rezultate bune pentru o durată de funcționare relativ scurtă. Oricum, o valoare a creșterii jocului de 0,033 mm/1 000 ore, cum a fost măsurată la motoarele principale NVD 48-2 ale navelor Atlantik 7 101 .... 7 104, este încă absolut satisfăcătoare pentru pistoane fără suport de segmenți. Motorul SEMT-Pielstick 12 PCZV 3 a avut de exemplu, fără suport de segmenți, o uzură la locaș de 0,04 .... 0,07 mm/1 000 ore.

Uzura cămășii de cilindru la nivelul punctului mort interior este mai mică de 0,01 mm/1 000 ore la tipurile NVD 26-2 și VD 26-20, ceea ce corespunde unor valori internaționale de vîrf. ($\leq$0,01 mm/1 000 ore la Henschel 12 V 1416A, SEMT- Pielstick 12 PCZV). La tipurile NVD 36-1 și NVD 48-2, valorile de uzură de 0,02 mm//1 000 ore mai pot fi considerate ca bune (0,025 mm/1 000 ore Paxmann 6 PRHZ = = 0,028 mm/1 000 ore Burmeister și Wain 625-MTBH-40). În figura 8 se arată, pentru aprecierea comportării la funcționarea pistoanelor bombat-ovale, fotografia unui piston al motorului de probă 8 NVD 48 A-2 după 2 000 de ore de funcționare. Aspectul poate fi considerat ca bun față de considerațiile de uzură.

Pentru o privire de ansamblu mai bună asupra celor menționate mai sus, se arată graficele de uzură ale elementelor principale de uzură în care s-au trecut valorile de comparație ale unor produse internaționale de vîrf, de ordin de mărime corespunzătoare. Astfel în figura 9 este reprezentată comportarea la uzură a moto-

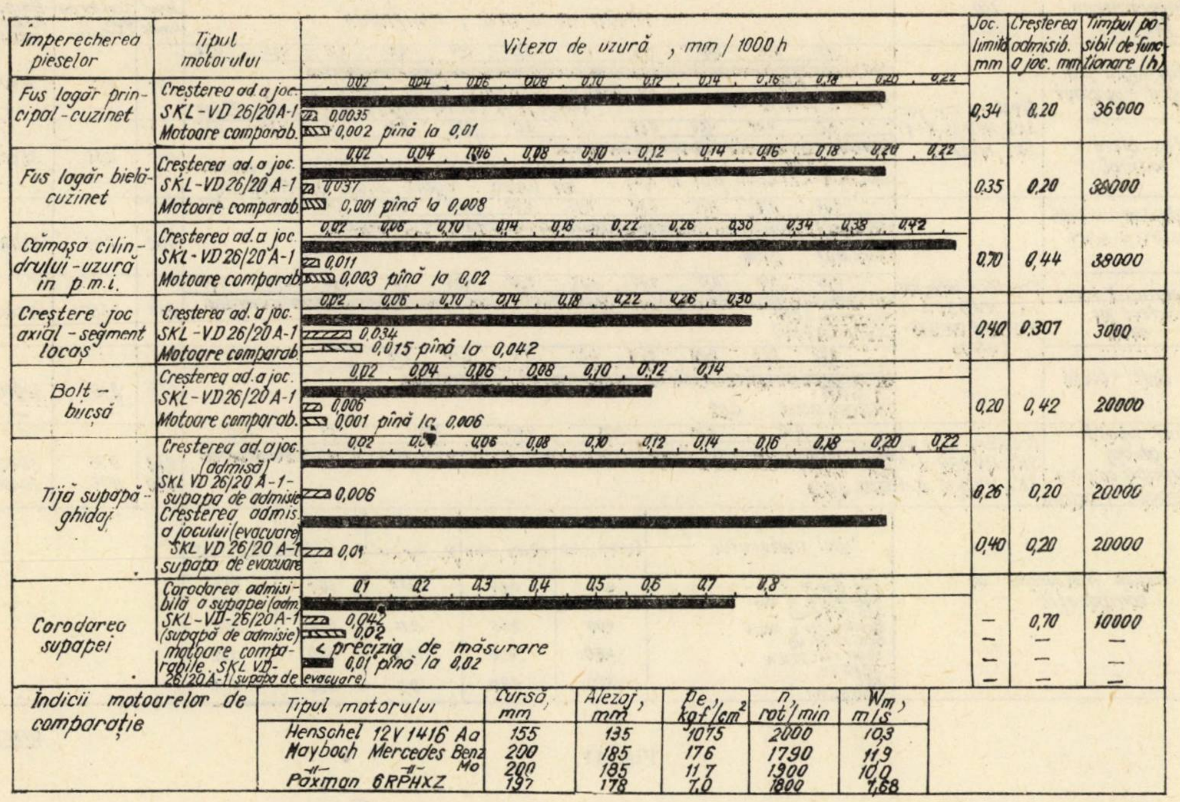

Împerecherea pieselor
Tipul motorului
Viteza de uzură, mm/1000 h
Joc. limită mm
Creşterea admisib. a joc. mm
Timpul posibil de funcţionare (h)
Fus lagăr principal - cuzinet
Creşterea ad. a joc.
SKL-VD 26/20 A-1
Motoare comparab.
0,0035
0,002 pînă la 0,01
0,34
0,20
36000
Fus lagăr bielă - cuzinet
0,037
0,001 pînă la 0,008
0,35
0,20
38000
Cămaşa cilindrului - uzură în p.m.i.
0,011
0,003 pînă la 0,02
0,70
0,44
38000
Creştere joc axial - segment locaş
0,034
0,015 pînă la 0,042
0,40
0,307
3000
Bolt - bucşă
0,006
0,001 pînă la 0,006
0,20
0,42
20000
Tijă supapă - ghidaj
Creşterea ad. a joc. (admisă)
SKL VD 26/20 A-1 - supapa de admisie
0,006
0,26
0,20
20000
Creşterea admis. a jocului (evacuare)
SKL VD 26/20 A-1 supapa de evacuare
0,01
0,40
0,20
20000
Corodarea supapei
Corodarea admisibilă a supapei (adm.)
SKL-VD-26/20 A-1 (supapă de admisie)
0,042
0,02
motoare comparabile
SKL VD-26/20 A-1 (supapa de evacuare)
< precizia de măsurare
0,01 pînă la 0,02
0,70
10000
Indicii motoarelor de comparaţie
Tipul motorului
Cursă, mm
Alezaj, mm
p_e, kgf/cm²
n, rot/min
W_m, m/s
Henschel 12V1416 Aa
155
135
10,75
2000
10,3
Maybach Mercedes Benz Mo
200
185
17,6
1790
11,9
200
185
11,7
1900
10,0
Paxman 6RPHXZ
197
178
7,0
1800
7,68
C.M.829

Fig. 9

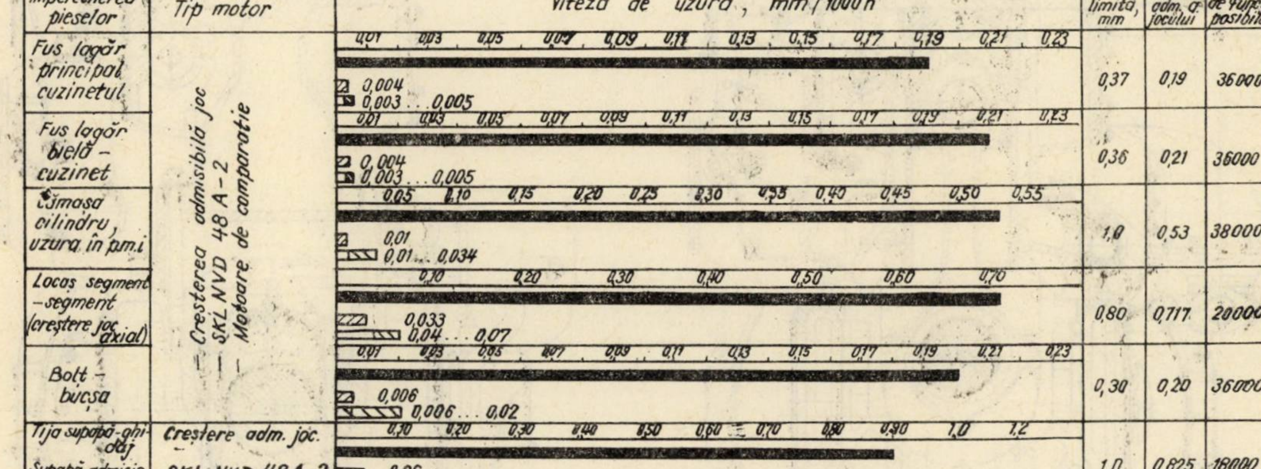
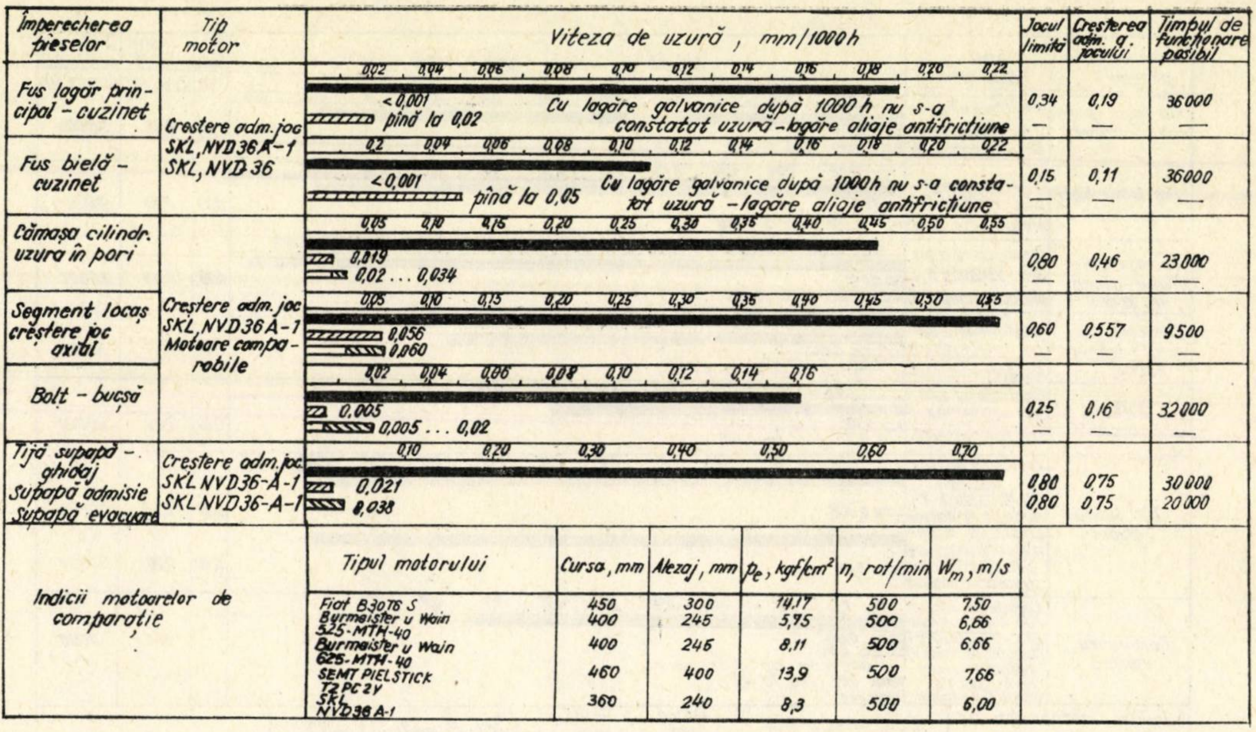

Împerecherea pieselor
Tip motor
Viteza de uzură, mm/1000 h
Jocul limită, mm
Creşterea adm. a jocului
Timpul de funcţ. posibilă
Creşterea admisibilă joc
SKL NVD 48 A-2
Motoare de comparaţie
Fus lagăr principal cuzinetul
0,004
0,003...0,005
0,37
0,19
36000
Fus lagăr bielă - cuzinet
0,004
0,003...0,005
0,36
0,21
36000
Cămaşa cilindru, uzura în p.m.i.
0,01
0,01...0,034
1,0
0,53
38000
Locaş segment - segment (creştere joc axial)
0,033
0,04...0,07
0,80
0,717
20000
Bolt - bucşa
0,006
0,006...0,02
0,30
0,20
36000
Tija supapă - ghidaj
Creştere adm. joc.
Supapă admisie
SKL NVD 48 A-2
0,06
1,0
0,825
18000
Supapă evacuare
SKL NVD 48 A-2
0,08
1,0
0,825
18000
Indicii motoarelor de comparaţie
Tipul motorului
bucşă (mm)
Alezaj (mm)
p_e kgf/cm²
n (rot/min)
W_m (m/s)
Burmeister u Wain 525-MTH-40
400
245
5,73
500
6,66
Burmeister u Wain 825-MTH-40
400
245
8,11
500
6,66
SEMT PIELSTICK 12 PC 2V
460
400
13,9
500
7,66
SKL NVD 46 A-2
480
320
9,0
428
6,66
C.M.830

Fig. 10



Împerecherea pieselor	Tip motor	Viteza de uzură, mm/1000 h	Jocul limită	Creşterea adm. a jocului	Timpul de funcţionare posibil
Fus lagăr principal - cuzinet	Crestere adm. joc SKL, NVD 36 A-1 SKL, NVD 36	0,02 0,04 0,06 0,08 0,10 0,12 0,14 0,16 0,18 0,20 0,22 < 0,001 pînă la 0,02 Cu lagăre galvanice după 1000 h nu s-a constatat uzură - lagăre aliaje antifricţiune	0,34	0,19	36000
Fus bielă - cuzinet		0,2 0,04 0,06 0,08 0,10 0,12 0,14 0,16 0,18 0,20 0,22 < 0,001 pînă la 0,05 Cu lagăre galvanice după 1000 h nu s-a constatat uzură - lagăre aliaje antifricţiune	0,15	0,11	36000
Cămaşa cilindr. uzura în pori	Crestere adm. joc SKL, NVD 36 A-1 Motoare comparabile	0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,019 0,02 ... 0,034	0,80	0,46	23000
Segment locaş creştere joc axial		0,05 0,10 0,15 0,20 0,25 0,30 0,35 0,40 0,45 0,50 0,55 0,056 0,060	0,60	0,557	9500
Bolţ - bucşă		0,02 0,04 0,06 0,08 0,10 0,12 0,14 0,16 0,005 0,005 ... 0,02	0,25	0,16	32000
Tijă supapă - ghidaj Supapă admisie Supapă evacuare	Crestere adm. joc SKL NVD 36-A-1 SKL NVD 36-A-1	0,10 0,20 0,30 0,40 0,50 0,60 0,70 0,021 0,038	0,80 0,80	0,75 0,75	30000 20000

Indicii motoarelor de comparaţie

Tipul motorului	Cursa, mm	Alezaj, mm	p_e, kgf/cm²	n, rot/min	W_m, m/s
Fiat B30T6 S	450	300	14,17	500	7,50
Burmeister u Wain 525-MTH-40	400	245	5,75	500	6,66
Burmeister u Wain 625-MTH-40	400	246	8,11	500	6,66
SEMT PIELSTICK T2 PC 2V	460	400	13,9	500	7,66
SKL NVD 36 A-1	360	240	8,3	500	6,00

C.M. 831

Fig. 11

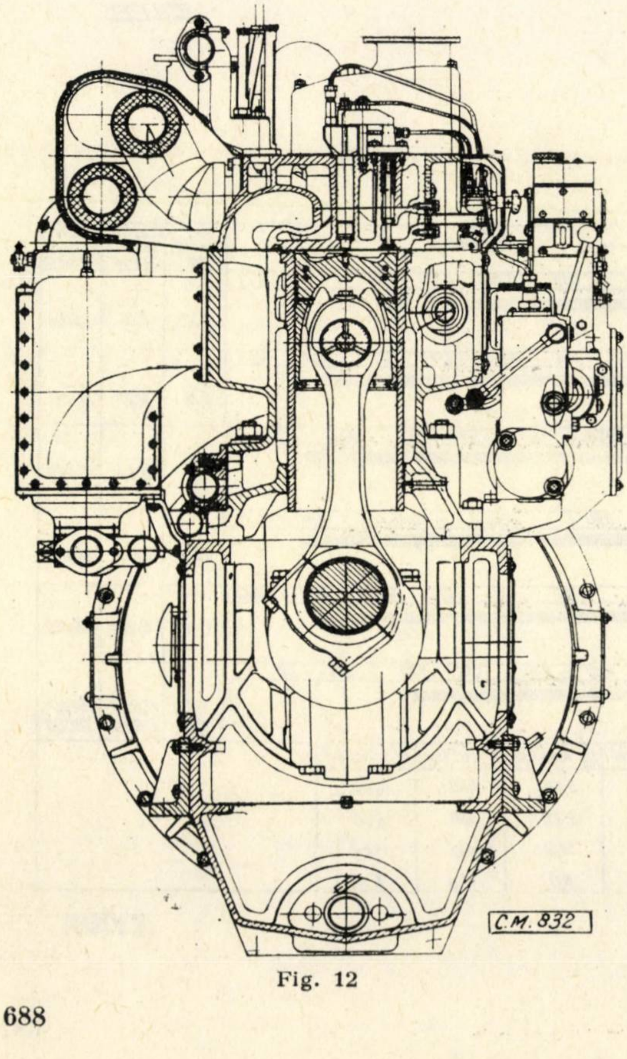


Fig. 12

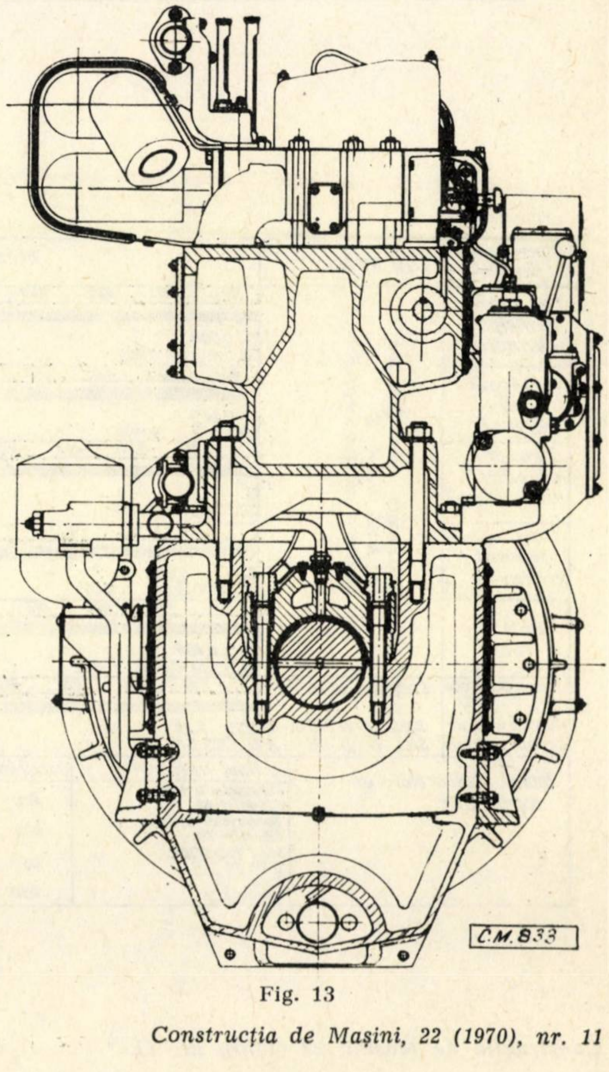


Fig. 13

rului VD 26/20. În acest grafic, ca şi în cele următoare (10 şi 11), s-a reprezentat creşterea de joc

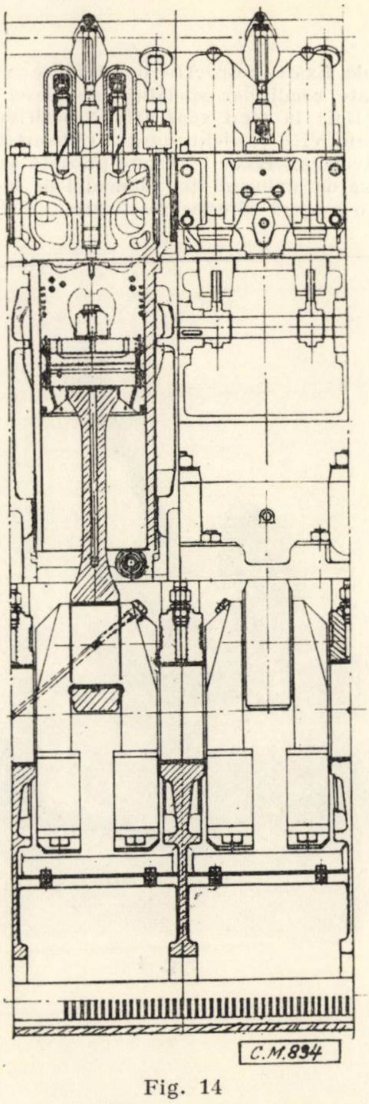


Fig. 14

admisibilă, adică uzura pînă la limita de valoare admisibilă sub forma unei bare negre. Dedesubt s-a trecut viteza de uzură, adică uzura în mm/1 000 ore de funcţionare, pentru motorul SKL, iar mai jos viteza de uzură a motoarelor de comparaţie. Bara haşurată la motoarele de comparaţie arată toleranţa datelor de uzură ale diferitelor tipuri de motoare. Se vede deci că, în parte, s-au obţinut valori de vîrf cu motorul VD 26/20, ca de exemplu la uzura cămăşilor de cilindru şi a corodării supapelor, în rest obţinîndu-se însă valori medii bune faţă de produsele de vîrf comparabile.

În figura 12 este reprezentată comportarea motorului NVD 48 A-2 la uzurile principale. Şi aici se poate vedea că motorul SKL arată o comportare la uzură care corespunde produselor de vîrf, oferind prin aceasta o înaltă valoare de întrebuinţare.

În figura 13 este reprezentată comportarea la uzură a elementelor principale de uzură ale motorului NVD 36 A-1. Aici se reprezintă încă o dată sinoptic cele arătate anterior. Şi în acest caz se poate constata o comportare la uzură de mare competitivitate şi prin aceasta o înaltă valoare de întrebuinţare.

În ceea ce priveşte impresia generală a comportării pieselor motoarelor SKL se poate spune, în rezumat, că motoarele pot fi considerate ca robuste şi sigure în funcţionare. În ceea ce priveşte comportarea la uzură, tipul VD 26/20 se situează la nivelul produselor internaţionale de vîrf. Aceasta s-a obţinut luîndu-se în considerare indicii săi de înaltă valoare (presiuni medii efective de 16,5 kgf/cm^2 la 1 000 rot/min şi presiuni maxime de ardere pînă la 140 kgf/cm^2), printr-o construcţie care deviază în principiu de la concepţia de pînă acum. Se pot da pe scurt unele soluţionări tipice, aşa cum reiese din figurile 12—13 (VD 26/20 A-1). şi figura 14 (6VD 26/20 A-1).

Documentare

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 4, 1970

Un nou set de segmenţi. N. V. Nikitina ş.a.

Pentru fabricarea segmenţilor se utilizează curent fontă cenuşie slab-aliată, deficitară din punctul de vedere al rezistenţei la uzură. Segmenţii de fontă nu satisfac pe deplin condiţiile tehnice nici sub aspectul durabilităţii, nici sub cel al consumului de ulei. Procesul tehnologic de fabricaţie al acestor segmenţi, compus din turnare individuală, prelucrare mecanică şi acoperire superficială, nu este susceptibil de îmbunătăţiri. În consecinţă, tendinţa actuală în fabricaţia segmenţilor constă în utilizarea unor materiale noi care să confere segmenţilor rezistenţă înaltă la uzură corelată cu micşorarea uzurii cilindrului şi să se preteze la fabricaţie simplă, caracterizată printr-un grad ridicat de automatizare a operaţiilor.

În acest sens, o serie de institute tehnice şi uzine constructoare de automobile au colaborat pentru realizarea unui set de segmenţi fără folosirea fontei cenuşii. Setul cuprinde segmenţi de compresie fabricaţi din material metaloceramic, primul fiind cromat, şi segmenţi de ungere executaţi din bandă de oţel şi cromaţi. Această soluţie se aplică pentru motoare noi şi pentru motoare la care se efectuează reparaţia capitală. În setul utilizat la reparaţii curente numai primul segment de compresie este de material metaloceramic, însă necromat, ceilalţi segmenţi fiind de oţel; muchia superioară a primului segment de compresie se teşeşte pentru a micşora intensitatea şocurilor la contactul cu zona superioară mai uzată a cilindrului.

Încercările pe banc şi în exploatare ale noilor segmenţi au demonstrat că aceştia asigură o etanşare corespunzătoare, la uzuri minimale şi consumuri de ulei raţionale. La funcţionarea cu primul segment metaloceramic cromat s-a înregistrat un ritm de uzură a cilindrului de 1,2 ori mai mic decît ritmul corespunzător segmenţilor de fontă cromaţi. În cazul segmentului metaloceramic necromat acest raport a crescut la 1,5. Ritmul de uzură al segmenţilor metaloceramici a coborît de 2-4 ori faţă de ritmul de uzură a segmenţilor de fontă.

Cercetarea stării termice a grupului piston-cilindru a arătat că temperatura regiunii portsegmenţi este uşor majorată în cazul utilizării segmenţilor metaloceramici faţă de nivelul aferent segmenţilor de fontă (cu 15°C în dreptul segmentului superior şi cu 6-7°C în dreptul următorilor doi segmenţi); acest fapt se datoreşte capacităţii mai slabe de transmitere a căldurii a segmenţilor metaloceramici, din cauza porozităţii lor. Nivelul de temperatură al celorlalte piese ale grupului nu a acuzat modificări sensibile la înlocuirea segmenţilor de fontă cu cei din componenţa noului set.

Soluţia prezentată asigură cuplului segmenţi-piston indici de exploatare superiori. Preţul de cost al noilor segmenţi este comparabil cu cel al segmenţilor de fontă. Rezistenţa statică a segmenţilor metaloceramici este mai mare, îndeosebi limita de rezistenţă la încovoiere. Ei sînt avantajoşi şi în ceea ce priveşte modulul de elasticitate şi stabilitatea termică. Porozitatea sporită a segmenţilor metaloceramici prilejuieşte diminuarea uzurii cilindrului.

Gh. Z.

VEB Vorrichtungsbau Hohenstein — R.D.G.

Dispozitivul de fixare universal 'înlocuieşte dispozitivele speciale

Dispozitivele de fixare se mai fabrică încă, în multe întreprinderi, cu o productivitate scăzută. O posibilitate pentru a schimba această situaţie este utilizarea crescîndă a dispozitivelor cu scopuri multiple (fig. 1, 2, 3 şi 4). În principiu, acestea se compun dintr-un dispozitiv de bază, pe care-l întîlnim mereu şi din elemente uşor reglabile, respectiv interşanjabile, de fixare, respectiv de stabilire a poziţiei, care sînt adaptate condiţiilor specifice ale piesei de prelucrat. Un model tipic în acest sens este dispozitivul de fixare a întreprinderii,, VEB Vorrichtungsbau Hohenstein" din R.D.G.

Dispozitivele universale de fixare prezintă avantaje pentru toate piesele de prelucrat din domeniul de lucru la care se cere doar o singură direcţie de fixare.

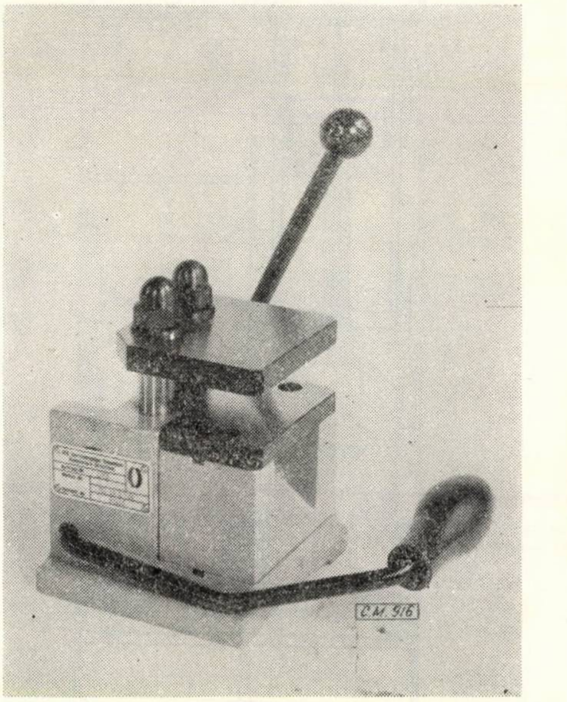


Fig. 1

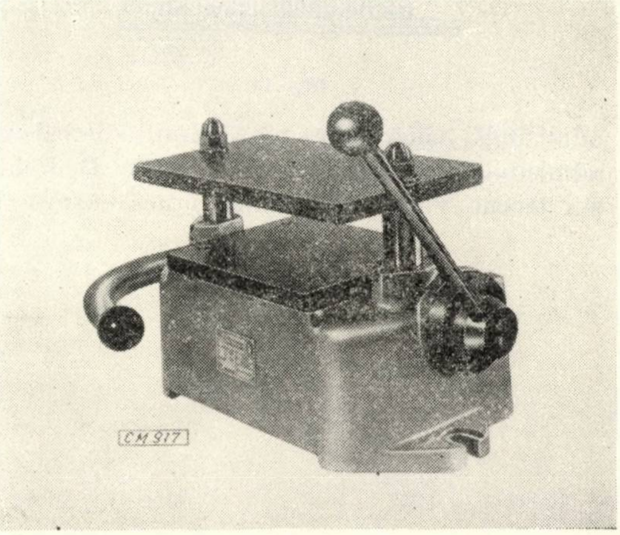


Fig. 2

Utilizînd fixatoarele universale, se obţine o importantă reducere a timpilor de fixare. Deoarece la diferitele tipuri de fixare dispozitivul de bază rămîne întotdeauna neschimbat, doar plăcile de fixare şi de suport trebuind a fi schimbate în funcţie de piesa de prelucrat, se face posibilă o apreciabilă scădere a preţului de cost (pînă la 60%) şi a timpului de lucru datorită acestui dispozitiv.

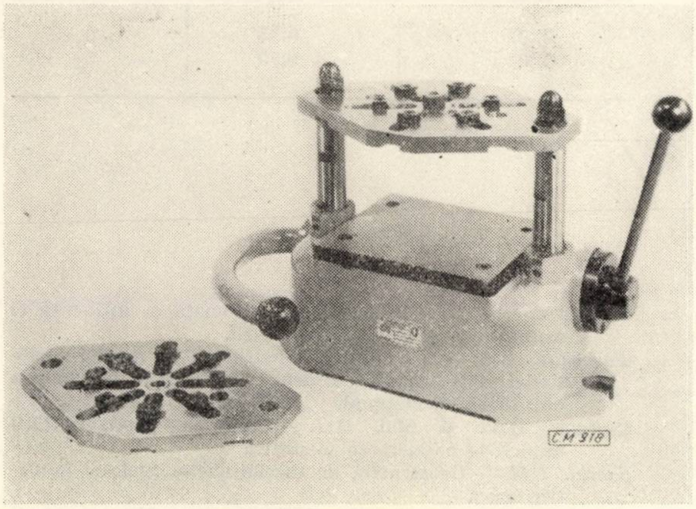


Fig. 3

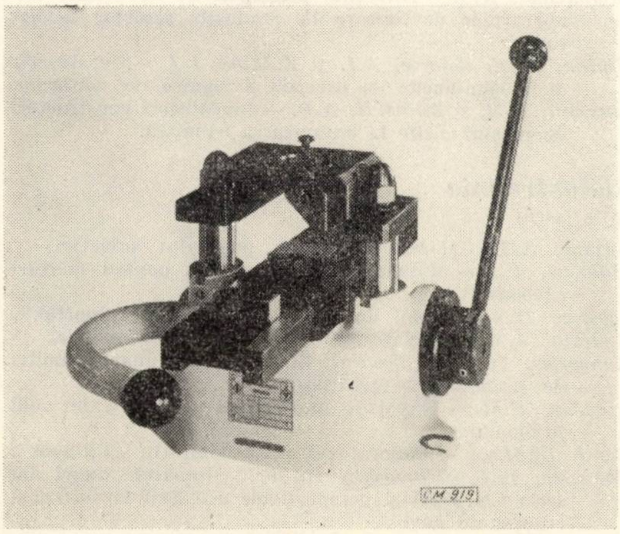


Fig. 4

Dispozitivele de fixat sînt executate în două mărimi de bază diferite. La mărimile 60 × 32, 80 × 50 şi 100 × 60 coloanele de fixare se găsesc în spatele suprafeţei de prelucrat. O piesă specială permite adaptarea spaţiului de prelucrare la înălţimea piesei de prelucrat.

La mărimile 100 × 125, 200 × 160, 300 × 190 şi 400 × 250 coloanele de fixare sînt plasate lîngă spaţiul de prelucrare. La această execuţie este posibilă o creştere a spaţiului de prelucrare prin înşurubarea unor coloane de prelungire.

O caracteristică esenţială a dispozitivului universal de fixare este principiul fixării rapide cu împiedicarea mişcării înapoi. În afară de apreciabila scurtare de timp a fixării, se obţin forţe de fixare, care fac posibilă utilizarea dispozitivului universal de fixare nu numai la găurit şi la lucrări uşoare de frezat ci şi la lucrări uşoare de şlefuit.

Fixarea piesei de prelucrat se obţine prin rotirea pîrghiei de fixare, care prin intermediul unui ax rotativ şi al unui ax cu roată dinţată coboară două coloane de fixare. Acestea sînt legate de o placă de fixare şi apasă piesa de prelucrat pe placa suport.

Forţa exercitată asupra pîrghiei de fixare se menţine datorită unui dispozitiv care o împiedică să revină înapoi. Abia după ridicarea pîrghiei de fixare, ea este anulată. Pîrghia este reglabilă şi poate fi adaptată piesei corespunzătoare de prelucrat, aşezată la rîndul ei în poziţia cea mai favorabilă.

Toate suprafeţele în legătură cu funcţionarea prezintă o înaltă precizie de prelucrare.

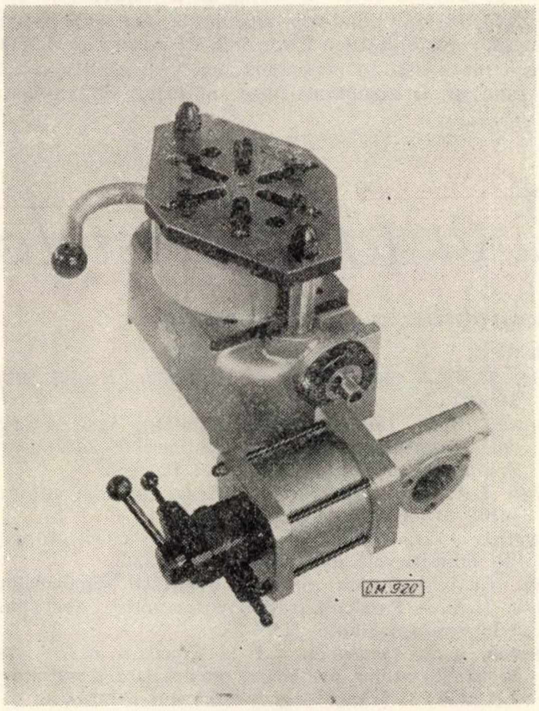


Fig. 5

Caracteristica dispozitivului permite fixarea unei game largi de forme ale piesei de prelucrat. Pentru aceasta este necesar doar ca plăcile de fixare şi de suport să fie prevăzute cu imaginea de găurire a piesei de prelucrat corespunzătoare. Ca dispozitiv accesoriu pentru aparatul universal de fixare 100 × 125 şi 200 × 160 se produc plăci de găurit cu secţiuni de cerc cu unghiuri de 60_1 şi 45°. Aceste plăci de găurit cu cercuri divizate servesc la realizarea de găuri la piese care necesită un număr de găuri repartizate uniform pe un cerc sau maximum două cercuri. Aranjarea imaginii de găurit se realizează prin portbucşe interşanjabile. Alte dispozitive accesorii sînt coloanele de prelungire, respectiv piesa demontabilă pentru mărirea spaţiului de lucru, dispozitive pentru găuritul axelor în scopul realizării unor găuri perpendiculare în corpuri cilindrice pentru aparatul universal de fixare 100 × 125 şi un dispozitiv pentru operaţii de găurit radial la piese circular simetrice de asemenea pentru aparatul universal de fixare 100 × 125.

O atenţie specială o merită motoarele cu cremaliere livrabile în două mărimi. Eliminînd pîrghia de fixare manuală de la aparatul universal de fixare, acestea se pot monta

Date tehnice

Dimensiuni	Interval de lucru, mm			Forţa de fixare,* kgf	Greutatea, kg
	lungime	lăţime	înălţime		
60×32	63	32	0–57	150	1,5
80×50	80	50	0–98	150	4,0
100×60	100	60	0–115	150	5,8
100×125	85	125	15–85	300	10,0
200×160	188	160	10–95	300	13,0
300×190	278	190	15–115	325	26,0
400×250	400	250	15–115	325	36,0

* La o forţă a mîinii de 15 kgf pe pîrghia de fixare.

în mod simplu la mărimile 100 × 125, 200 × 160, 300 × ×190 şi 400 × 250 ale aparatelor universale de fixare şi fac posibilă o acţionare pneumatică a lor (fig. 5). Prin aceasta devine posibilă introducerea aparatului universal de fixare în procese automatizate. Direcţia de acţionare este reversibilă datorită unei admisiuni alternante. Datorită construcţiei simple, posibilităţilor favorabile de racord şi deservirii uşoare a motorului cu cremalieră, acest dispozitiv se adaptează bine şi la acţionarea altor mijloace de exploatare.

Date tehnice

Momente kgf. cm	Consum de aer la o fixare (fixare şi desfacere), litri	Presiune de exploatare, kgf/cm²
320	0,35	6
720	0,70	6

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 4, 1970

Ivanov, K.P. — Industria de automobile în anul jubiliar 1970.

Varşavskii, I.L., *Konev, B.F.* şi *Kliaţkin, V.B.* — Comparaţia emisiilor toxice ale motoarelor ZIL—130 cu aprindere prin scînteie şi prin flacără.

Barskii, I.A. — Asupra creşterii vitezei medii a automobilului cu turbină de gaze.

Kanarciuk, V.E. — Studiul intensităţii uzurii cămăşilor de cilindru ale motorului Ia MZ-236.

Kogan, Iu.A. — Despre alegerea ovalităţii segmenţilor.

Kozlov, N.K. — Particularităţile constructive ale canapelelor automobilului GAZ-24.

Kramarev, E.S., *Ignatenko, V.I.* şi *Klocikov, B.I.* — Caracterul vibraţiilor suspensiei pneumatice a autobuzului LAZ-699 A şi metodica încercărilor uzinale.

Masino, M.A. — Justificarea nomenclaturii organelor automobilului.

Prosvirnin, A.D. şi *Zislin, S.G.* — Unificarea pieselor din producţia de bază a uzinei de automobile din Gorki.

Smirnov, G.A. şi *Lelikov, O.P.* — Distribuţia momentelor de răsucire pe roţile automobilelor cu patru axe la deplasarea pe terenuri deformabile.

Kollakov, A.P. — Transmisie dublă de comandă a roţilor remorcii.

Semenov, V.M. ş.a. — Şenile pneumatice pentru mijloace de transport de teren.

Voloşanskii, V.V. şi *Krokos, E.L.* — Evaluarea capacităţii de lucru a ambreiajului după capacitatea energetică.

Kulikov, A.A. — Calculul pe maşini electronice al sistemelor tranzistorizate de aprindere.

Nikitina, N.V. ş.a. — Un nou set de segmenţi.

Kuzneţov, A.M. şi *Marin, A.Z.* — Prelucrarea prin broşare combinată a orificiilor circulare din piese de materiale vîscoase.

Riabuşkin, Iu.P, *Grebnev, N.P.* şi *Rusli, V.V.* — Influenţa tratamentului termic asupra proprietăţilor mecanice şi tehnologice ale oţelului laminat 19 HGS.

Isakov, A.E., *Komissarjevskaia, V. N.* şi *Gurvici, I.B.* — Metodica încercării arborilor cotiţi la durabilitate.

Tihonova, R.M. ş.a. — Acoperiri cu lacuri aplicate prin metoda sedimentării electrice.

Skerdjev, A.I. — Automobil cu benă basculantă cu capacitatea de încărcare de 60 t pentru regiunile nordice.

Brovak, G.V. ş.a. — Semifabricate de plastic armat pentru producţia de masă a panourilor automobilelor de gabarit mare.

Fomin, A.V. şi *Fliukov, V.Ia.* — Automatizarea producţiei de caroserii peste hotare.

Stanki i instrument

nr. 4, 1970

Pavlov, A.A. — Construcţia de maşini-unelte şi progresul tehnic în construcţia de maşini.

Boguslavskii, B.L. — Construcţia de maşini-unelte şi ştergerea graniţei dintre munca fizică şi cea intelectuală.

Vladzievskii, A.P. — Prima uzină automată şi influenţa ei asupra dezvoltării automatizării.

Padoghin, A.A. — Dezvoltarea construcţiei de maşini-unelte sovietice şi influenţa ei asupra construcţiei de maşini din ţările membre ale CAER.

Cearnko, D.V. şi *Etin, A.I.* — Creşterea productivităţii muncii la prelucrarea mecanică.

Şahrai, I.M. — Construcţia de maşini-unelte grele şi industria grea.

Romanov, K.F. — Industria de scule — creaţie a puterii sovietice.

Degtiarenko, N.S. — Direcţiile principale de dezvoltare ale operaţiilor de finisare în producţia sculelor aşchietoare.

Nikitin, B.D., *Boiarov, A.I.* şi *Zalkind, L.I.* — Construcţia de maşini-unelte de precizie şi tehnica de măsurare.

Muravin, B.N. şi *Zelinskii, A.P.* — Inventatori constructori de maşini-unelte la aniversarea leninistă.

Sudostroenie

nr. 5, 1970

Gorşkov, S.G. — Marea victorie a poporului sovietic.

Mitiugov, P.I. — Motonava cu pescaj mic pentru mărfuri „Kişinev".

Zaharov, B.N. — Capul de serie al motonavei „Spartak".

Kolîşkin, I.M. — Cerinţe în alegerea punţilor mobile.

Kungurţev, Iu.F. şi *Pronin, V.M.* — Determinarea limitei de rezistenţă a oţelurilor.

Privalov, E.M. — Registrul maritim al U.R.S.S. în anul jubileului.

*Baraţ, Iu.M.*ş.a. — Laboratorul submersibil tip „Ihtiandr".

Bondarev, Ia.I. şi *Brodskii, Iu. F.* — Motoarele diesel din seria CN 25/34 şi perspectivele utilizării lor în construcţia de nave.

Zolotuhin, A.V. — Despre eficienţa folosirii turbogeneratorului naval de serviciu.

Petrov, Iu.I, *Horoşev, G.A.* şi *Hovojilov, S.Ia.* — Micşorarea zgomotului în ventilatoarele centrifuge.

Ivanov, L.A. — Studiul pistoanelor nerăcite cu un anumit nivel de încărcare termică.

Şcelgacev, R.V. — Instalaţie electrică de tensometrie pentru piesele mecanismului bielă — manivelă.

Abramovici, V.R. — Sudarea mecanizată a conductelor de oţel slab-aliate.

Azbukin, V.G. ş.a. — Fabricarea sistemelor de încălzire a încărcăturii de ţevi presate din fontă.

Golovcenko, V.S. ş.a. — Rezistenţa la coroziune a îmbinărilor sudate de oţel 09G2 în funcţie de regimurile de sudare.

*** — Consfătuirea comitetului interdepartamental pentru repararea navelor.

Finkel, G.N. — Calculul şi construcţia blocurilor laterale ale docurilor.

Certok, F.K. — Normarea uzurii admisibile a cusăturilor sudate.

Viduţkii, L.M. — Constructorii de nave în marele război pentru apărarea patriei.

Cernobriveţ, V.E. — Comisar în miliţia voluntară pentru amiralitate.

Farafonov, N.M. — Ultimele debarcări navale.
*** Mateloţii în bătălia Berlinului
Krîlov, A.A. — Fapte eroice în mările nordului.
Şimkevici, L.A. — Matrozul Jelezniak din formaţiunile partizani.
Fedorov, Iu.I. — Jubileul crucişătorului „Aurora".
Pokrovskii Iu.A. — Din istoria uzinei V.I. Ulianov.
Kuzmin, A.F. — Vasul „Voluntarii Leningradului".
Miciurin, N.A. — Utilizarea maselor plastice în construcţia de nave.
Borhert, V.V., Cernîi, N.E. — Primul manual despre economia industriei constructoare de nave.

Gh. Z.

Mesures — Régulation — Automatisme

nr. 5, 1970
Lefumeux, A. — Celulele fotoconductoare ; aplicaţie la controlul şi reglarea debitului unui fluid.
Burton, B. — Un aparat cu laser pentru reglarea ceasurilor.
Dannemann, W. — O nouă concepţie asupra instrumentaţiei în procedeele industriale.
Drazdil, M. — Servocomandă electrohidraulică cu pompă şi motor cu cilindree variabilă.

nr. 7, 1970
Cochet, L., Heitz, G., Jorre, D., Thomas, F. — Aplicaţia spectrometriei de masă în siderurgie.
Russo, R, Waes, M — Un banc de încărcări în serviciul constructorilor şi exploatării.
Rousset, D, Gondet, P. — Utilizarea piezoelectricităţii pentru măsura variaţiilor foarte mici de presiune sub o foarte înaltă presiune medie.

The Chartered Mechanical Engineer

iunie 1970
Silverleaf,, A. — Ambarcaţiuni rapide.
Wild, Ray — Concepţia profesiunilor.
iulie 1970
David Price — Perspectivele Comitetului parlamentar pentru ştiinţă şi tehnică (Baze).
Arthur Palmer — Perspectivele Comitetului parlamentar pentru ştiinţă şi tehnică (Activitatea depusă).
Elliott, D.E. — Are cărbunele viitor?
Carr, R.T. — Pădurea sau copacii?

Metals and Materials and Metallurgical Reviews

nr. 7/1970

Tylecote, R.F. — Metalurgie timpurie în orientul apropiat.
Matty, M.T., Collis, D. — Dezvoltarea elementelor sinterizate tensionate.
Weldon, B.A. Towers, J.A. Patton, A.M. — Nichelul-argint ca un material pentru construcţii inginereşti.
Coleman, D.S. — Un cuptor electric de înaltă temperatură, ieftin dar polivalent.
Crossland, B. Williams, J.D. — Sudura explozivă.

Neue Technik im Büro

nr. 3 1970
Wecker, G.— Tîrgul de primăvară 1970 din Leipzig.
Rosenberg, M. — Folosirea maşinilor contabile automate ASCOTA, clasa 170 cu multiplicator electronic TM 20 în U.R.S.S.
Hoffman, N. — Aparatele de informatică medie pentru exploatarea primară şi înregistrarea datelor în instalaţiile electronice de tratare a informaţiei.
Menzel, K., Neubat, H. — Scrierea automatizată a contractelor cu ajutorul unui ordinator mic.
Schaarschmidt, W. Introducere în mecanografia contabilă a Mexicului.
Sperk, W. — Preparativele de punere în fabricaţie a scriptomatelor şi a ansamblelor de gestiune automatice.
Kolbe, H.J. — În leagănul lui OPTIMA.
Hendrich, R., Lange, R. — Folosirea unei facturiere contabile automate în oţelării.

Revue Générale de Thermique

iunie 1970
Simon, J. — Simulare analogică a conducţiei vii.
Missenard, A. — Conductivitatea termică a lichidelor organice.
Degobert, P., Grehier, A. — Pila hidrogen-aer de 500 W.

Soudage et Techniques connexes

mai — iunie 1970
Endmann-Jesnitzer, F, Rehfeldt, D. — Procedee şi aparate de analiză electronică în vederea controlului şi reglării parametrilor la sudarea cu arc.
Panisset, J. — Cîteva aspecte ale evoluţiei maşinilor cu puncte multiple, în Franţa.
Godet, J. — Tehnica încărcării aplicată în industria siderurgică.

The Heating and Ventilating Engineer and journal of air conditioning

Vol. 43, nr. 512, martie 1970

Aucott, A.T. : Folosirea calculatoarelor electronice în birourile tehnice de studiu pentru industria construcţiilor.
— Condiţionarea aerului prin recuperarea căldurii pierdute.
Livingstone, F.C. : Încălzirea şi ventilaţia în hoteluri.
Luff, M.G. : Determinarea suprafeţei de încălzire.

Vol. 43, nr 513, aprilie 1970

Mulholland, J.R. : Condensarea pe geamurile duble ale birourilor cu aer condiţionat.
Robert, J., Aubrey : Utilizarea calculatoarelor electronice de către arhitecţi şi ingineri în S.U.A.
Johnson, M.H. : Instalarea aerului condiţionat fără întreruperea producţiei.
Hough, B.J. : Aerul condiţionat la locuinţă — o privire în viitor.
Arnold, R.S., Culloch Mc. : Efectul influenţelor regionale asupra pieţei pentru centrale de încălzire pentru locuinţe.

Neue Technik im Büro

nr, 1/1970

Roshnov, V.S., Cistova, L.V. — Folosirea maşinilor automate pentru contabilitate la Banca de Stat din U.R.S.S.
Fahr, K., Hampel, W., Sporbert, H.D. — Integrarea parţială în comerţ, cu ajutorul ansamblelor de gestiune şi a facturierelor contabile automate.
Irmscher, K. — Interdependenţa domeniilor de aplicaţie.
Blankenburg, H. — Raţionalizarea pregătirilor tehnologice ale fabricaţiei cu ajutorul unui ansamblu automat de gestiune.
Beck, I., König, E. — Facturierele contabile automate folosite într-o fabrică de bere.
Hendrich, R. — Verificarea numerelor cu ajutorul facturierelor contabile automate SOEMTRON.
Pilz, E. — Calculul informaţiilor cu ajutorul unei maşini contabile automate.
Mildner, G. — Mijloacele organizării în sistemul de tratare a informaţiei.

nr. 2/1970

Gosemann, H., Heiden, E. : Aparate pentru înregistrarea datelor în bande perforate.
Fahr, K., Hampel, W., Sporbert, H.D. : Clasificarea bandelor perforate cu ajutorul unui facturier contabil automat.
Sinnhöfer, M.: Folosirea unui facturier contabil automat cu memorie adiţională în comerţul cu articole electrotehnice din Suedia.

ORSZ. MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Dassow, M., Müller, H. : Maşini contabile automate ASCOTA în Japonia.
Hobe, M. : Locuri de muncă funcţionale pentru constructori.
Ihle, G. : Maşini de scris standard OPTIMA cu claviatură arabă.
Ewert, A. : Un calcul uşor a cifrei-test, o privire matematică.

Ingénieurs de l'automobile

Journal de la SIA
nr. 7, 1970

Brun, R. — Introducere la studiul injecţiei în motoarele cu piston.
Monpetit, L. — Posibilităţi actuale de aplicare a injecţiei electronice.
Zeimert,J. — Rezultate de încercare la motoare diesel (cu injecţie electronică).
Le Merer, R. — Rezultate de încercare la motoare diesel (cu injecţie electronică).
Croft, B.H. — Principii şi aplicaţii la motorul cu benzină a unui sistem de injecţie electronică.
Baumann, G., Scholl, H. — Electronica în serviciul automobilului. Dezvoltare, perspective de viitor.

Style Auto

Architettura della carrozzeria
nr, 1, 1970
Prezentarea automobilului Bertone Runabout Autobianchi.
Prezentarea automobilului Bertone 128Fiat.
Prezentarea automobilului Ghia Marica Lancia.
Rosani, G. — Iguana Alfa Romeo al lui Ital Design.
Dinarich, M. — Pininfarina 512S Ferrari.
Prezentarea automobilului Sessano Mongho Fiat.
Ickx, J. — DAF, istoria lui van Doorne Automobiel Fabricken.
Jordan, Ch. — Opel CD.

La marina italiana

nr. 6, 1970
Merega, F., Squassafichi, N. — Un prim exemplu de procedură integrată pentru calculul solicitărilor în structurile navale.
Bonaria, L., Isnenghi, E. — Încercarea în uzină a unei linii de arbori diesel-electrică.

Construzioni Metalliche

mai — iunie 1970
Colombo, G. — Pod rulant de servicii pentru digul din Keban.
Bo, G.M. Nascè, V. — Starea de tensiuni în plăcile nervurate.
Perata, G. — Baraje antialuvionare din oţel.
Zavelani Rossi, A. — Dimensionarea optimă a grinzii continue supusă la un sistem de sarcini mobile.
Stegagnini, F. Tricario, I. — Poduri pentru noua şosea la vest de Milano.
Bo, G.M. Conti,M. Solinari,N. — Comportarea în timp a unei grinzi mixte.
Venanzi,U. — Tubul de oţel în construcţia metalică.

La Termotecnica

nr. 6, 1970
Maffei, E. — Optimizarea complexului pompe de circulaţie — condensatoare într-un ciclu de refrigerare.
Bondi, P., Rozzi, A. — Desalinizarea cu evaporator rotativ.
Bondi, P. — Un aparat experimental pentru desalinizarea apei de mare prin congelare.
Sacchi, A. — Izolanţi termici cu fibre de sticlă şi minerale.
Sacchi, A. — Programa pentru calculul perturbaţiilor termice în clădiri.
Surace, G. — Asupra calculului containerelor pentru instalaţii nucleare (II). Efectul presiunii şi al încărcăturii axiale.

Elettrauto

iunie 1970
Tiristorul.
Încercarea bateriei cu metoda sondei de cadmiu.
Ştergătoare de parbriz cu trei braţe.

The Journal of Automotive Engineering

iulie 1970
Shackcloth, B. — Standuri de încercare a motoarelor ; avantajele automatizării.
Organ, A.J. — Motorul Stirling : putere şi transmisie.
Priede, T., Jha, S.K. — Zgomote de joasă frecvenţă în automobile : origini şi eliminare.
Hughes, R. — Automobilul Range Rover, un echilibru ideal între funcţionalitate şi estetică.
Turner, A. — Autovehiculul amfibiu de asalt din S.U.A.

Gas and Oil Power

iulie — august 1970
Mai multă putere pentru Guernesey.
O nouă turbină cu gaze britanică de 250—CP.
Al 5-lea membru al familiei Ruston de turbine cu gaze.
O centrală de bază cu doi combustibili.
Turbină cu gaze radială fabricată în Norvegia.
Turbine cu gaze Rolls-Royce pentru centrale germane.
Motoare diesel Deutz răcite cu aer pînă la 500 CP.
Calculatoare electronice la bancuri de probe.

Brüel & Kjaer Technical Review

nr. 2, 1969
Rassmussen, G., Jensen, J.A. — Configuraţii ale accelerometrelor. *Wilhjelm, P.* — Sisteme de supraveghere şi de alarmă prin detectori de vibraţie.

The Heating & Ventilating Engineer and journal of air conditioning

Learmonth, R.A. — Efectul încălzirii asupra mobilei.
Billington, N.S. — Asupra navelor şi cerei de etanşare.
Livingstone, F.C. — Încălzirea şi ventilaţia în serviciul horticulturii (II).
Hayes, D.H., Kennedy, P. Kimber, D.E., Haselden, F.G. — Metode de control al sistemelor de încălzire centrală pentru locuinţe.

Marine Engineer and Naval Architect

iunie 1970
— Motor diesel MTU cu 40 cilindri pentru vedete rapide.
Hiersig, H.M., Burkhardt, W.—Reductoare compacte pentru motoare diesel semirapide.
Gudgin, P.L. — Frîne de transmisie pentru marină.
— Noua familie de motoare Pielstick PA6 280.
Geisler, O.J., Mange, J.R. — Noi turbine germane pentru propulsie.
— Reductoare pentru motoare diesel la tîrgul din Hanovra.

The Institution of Mechanical Engineers

Automobile Division
Proceedings 1969-70
Volum 184 Partea 2A
nr. 1
Ali, R., Hedges, J.L., Mille, B. — Proiectarea cu ajutorul computerului a unui model de tip structural pentru şasiu, folosind tehnica elementelor finite.
nr. 2
Overton, J.A., Mills, B, Ashley C. — Caracteristicile răspunsului vertical al pneumaticului fără rulare.
nr. 3
Sharp, R.S. — Natura şi prevenirea vibraţiilor punţii din spate.
nr. 4.
Bareham, E.G. — Motoare transversale, primul deceniu de existenţă.

RECOMANDĂRI PENTRU AUTORI

1. Lucrările care pot fi prezentate spre prelucrare sînt de importanță generală, tehnico-științifice speciale, teoretice sau experimentale, tehnice obișnuite, prezentarea unor realizări pe linia protecției muncii (dispozitive proectate în acest scop etc.).

2. Lucrările vor fi axate pe aducerea la îndeplinire a sarcinilor trasate de Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. privind îndeosebi introducerea tehnicii noi, ridicarea calității produselor, reducerea prețului de cost, creșterea productivității muncii. Legătura cu practica muncii de cercetare, proiectare, învățămînt, producție este condiția esențială pe care trebuie să o îndeplinească tema tratată. Lucrările de sinteză sau de discuție să se refere la probleme noi și actuale, de interes general. Articolele, interesînd industria, vor cuprinde considerații privind eficiența economică a soluțiilor. Se recomandă ca articolele să conțină propuneri de viitor.

3. Verificarea experimentală se impune ca necesitate de prim ordin la lucrările care se pretează la asemenea verificări.

4. Lucrările care au mai fost publicate integral sau parțial nu pot fi trimise redacției spre publicare.

5. Un scurt rezumat fixînd premisele de la care s-a pornit, problema studiată și cadrul în care este tratată, nedepășind 4 — 5 rînduri, va fi anexat lucrării.

6. În introducere se încadrează problema în preocupările generale ale disciplinei și în preocupările producției; de asemenea se arată scopul lucrării, subliniindu-se contribuția autorului. Tratarea va trebui să fie unitară, permițînd înțelegerea fără dificultăți a problemelor. Se vor evita introduceri sau demonstrații voluminoase; de asemenea, se va evita repetarea în text a ceea ce poate fi găsit în literatura publicată sau poate fi redat intuitiv prin materialul grafic — ilustrativ, tabele etc.

7. Concluziile vor concentra rezultatele obținute cu indicarea limitei de valabilitate și aplicațiile posibile.

8. Citarea literaturii de specialitate este obligatorie pentru afirmațiile luate din alte lucrări și care nu sînt în general cunoscute.

9. Dezvoltările matematice vor fi limitate la cele absolut necesare înțelegerii raționamentului.

10. Se recomandă o atenție deosebită scrierii formulelor conform STAS. Indicii și exponenții se vor scrie mai mici decît baza și așezați mai jos sau mai sus decît baza. Se vor scrie de asemenea, cu grijă literele majuscule, minuscule sau cele rusești, grecești, germane, cifrele romane etc.

11. Lista bibliografică se va întocmi cuprinzînd lucrările la care se referă textul (cum și figuri sau tabele), atît cele speciale, cît și cele generale. Se vor indica toate datele în transcrieri originale. Pentru cărți: numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet (eventual și tradus, în paranteză), ediția, editorul, locul editurii, anul. Pentru articole: numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet original (eventual și tradus, în paranteză), revista, volumul, numărul și anul, paginile.

12. Scrisul la mașină al articolelor este recomandat cu insistență, exceptîndu-se lucrările scrise caligrafic.

Se scrie pe o singură pagină (față), la două rînduri (2 000 semne de pagină). Se recomandă 6 — 8 pagini dactilografiate.

13. Nu se admite trimiterea concomitentă a textului la alte publicații.

14. Articolele se trimit cu o notă însoțitoare pe adresa redacției. În notă se vor indica: titlurile, funcțiile, localitatea și adresa domiciliului, numărul de telefon.

15. Lucrările executate în cadrul diverselor instituții sau organizații vor purta aprobarea acestora pentru publicare.

16. Corecturile se vor face după normele tipografice în vigoare. Corecturile trimise autorilor vor fi înapoiate în maximum 48 ore de la primire. Nu se admit modificări în corectură față de manuscris.

uzina AZUR

produce o gamă largă de agenţi moderni de curăţare, degresare, spălare şi uscare a pieselor şi suprafeţelor metalice feroase şi neferoase, a buteliilor de sticlă etc.:

DEGRESANŢI PRIN PULVERIZARE

DEGRESANŢI PRIN IMERSIUNE

AGENŢI DE SPĂLARE CU SOLVENŢI

AGENŢI DE USCARE (DEWATERING)

pentru rezolvarea problemelor dv. specifice de degresare-curăţare, adresaţi-vă serviciilor noastre de cercetare şi tehnic.

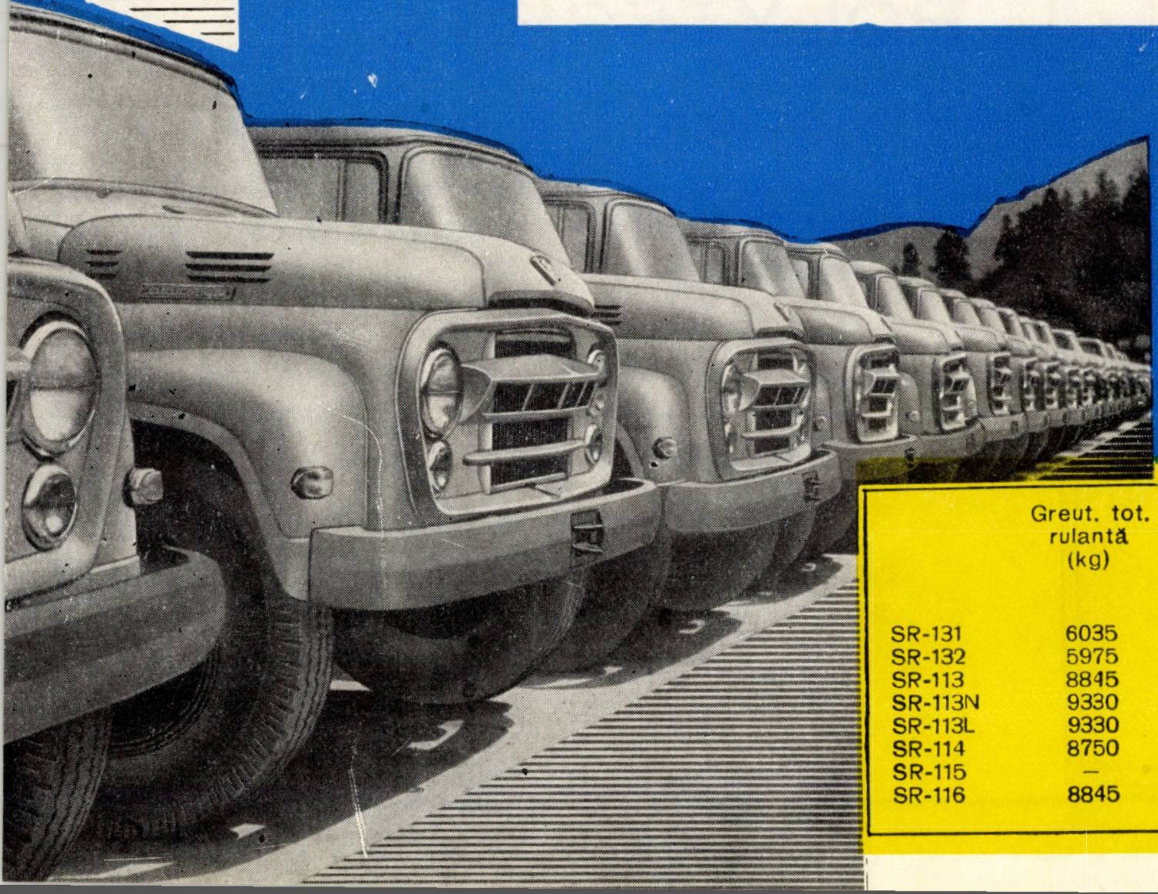
SPECIALIŞTII NOŞTRI VĂ STAU LA DISPOZIŢIE

Uzina AZUR – Timişoara
Spl. Peneş Curcanul nr. 3—5
Telefon 1.37.13—1.37.14 sau 1.46.35

UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAȘOV

Vă oferă:

Autovehiculele corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



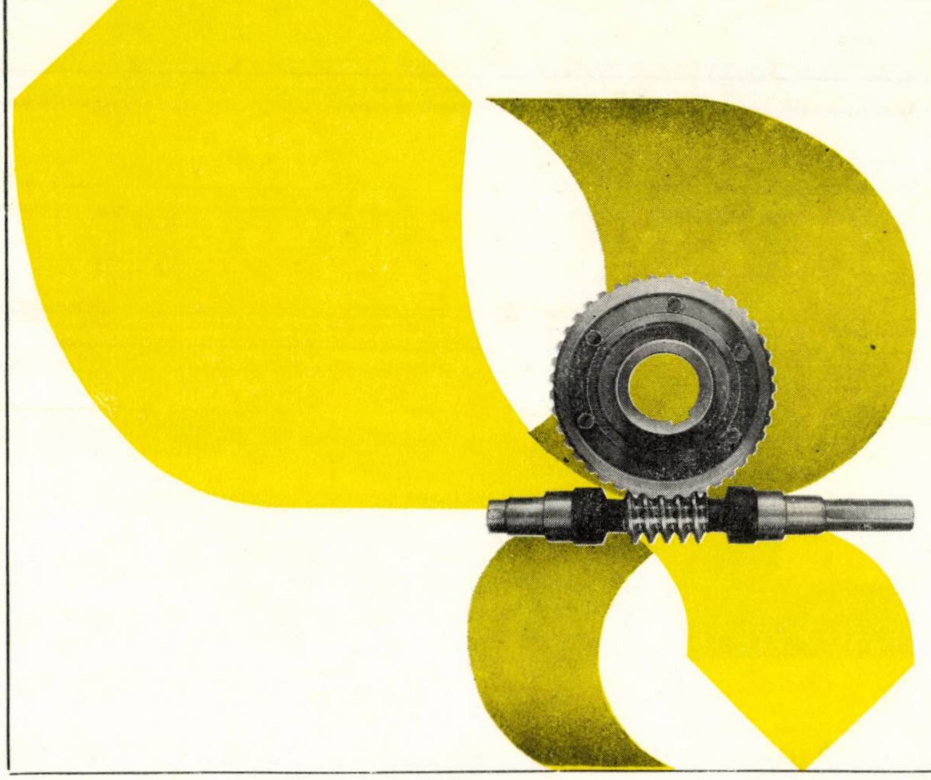
	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	–	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	–	16700	80
SR-116	8845	–	80

Desăvîrşită ca tehnică şi ca program: Transmisia elicoidală CAVEX FLENDER şi seriile de roţi

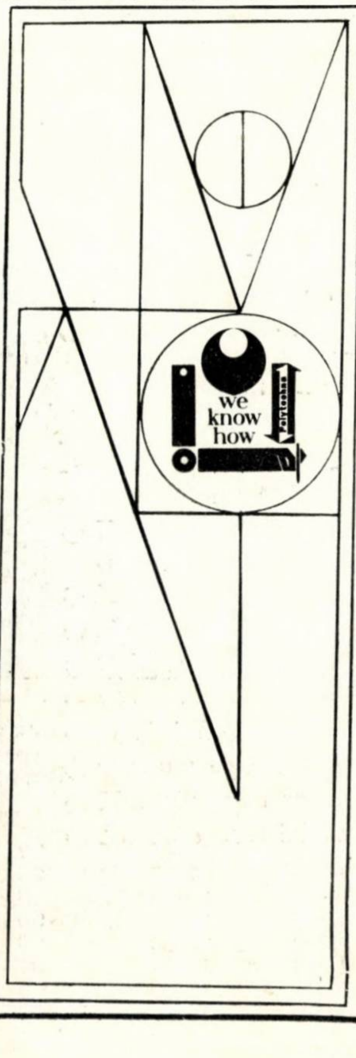
Dantura flancurilor transmisiei noastre CAVEX este indicată mai cu seamă pentru transmisia puterilor înalte, garantînd un randament înalt şi necesitînd un spaţiu de instalare redus. Transmisiile CAVEX se livrează sub formă de unităţi închise, iar seriile de roţi dinţate ca piese de construcţie pentru maşini puternice. Vă putem livra transmisii elicoidale CAVEX şi cu roţi dinţate cilindrice antrenate lateral, transmisii elicoidale duble, motoare pentru transmisii elicoidale cu arbore antrenat liber şi bineînţeles transmisii ataşabile cu arbore tubular. O gamă perfectă.

Vă rugăm să vă informaţi prin prospectele noastre detaliate.

Puneţi-vă în legătură cu FLENDER!



CONSILIER TEHNIC PENTRU EUROPA DE RĂSĂRIT: A. FRIEDR. FLENDER & Co. ROSEGGERSTR. 15. 2500 BADEN BEI WIEN. RUF. 4373 (tel)



POLYTECHNA

INTREPRINDERE CEHOSLOVACĂ DE COMERŢ EXTERIOR PENTRU EXPORT-IMPORT DE LICENŢE INDUSTRIALE

- **Specialişti de înaltă calificare şi cu o bogată experienţă stau la dispoziţia clientelei, pentru rezolvarea oricărei probleme de investiţii industriale.**
- **Livrări de materiale, proiecte, licenţe, documentaţii tehnice, lucrări de construcţii şi reconstrucţii, analize de specialitate, prestaţii în domeniul cercetărilor, analizelor ştiinţifice şi orice alte lucrări de Know-how.**
- **Colaborare multilaterală, soluţii prompte.**

Polytechna, Václavské náměstí 8, Praha 1,
Republica Socialistă Cehoslovacia

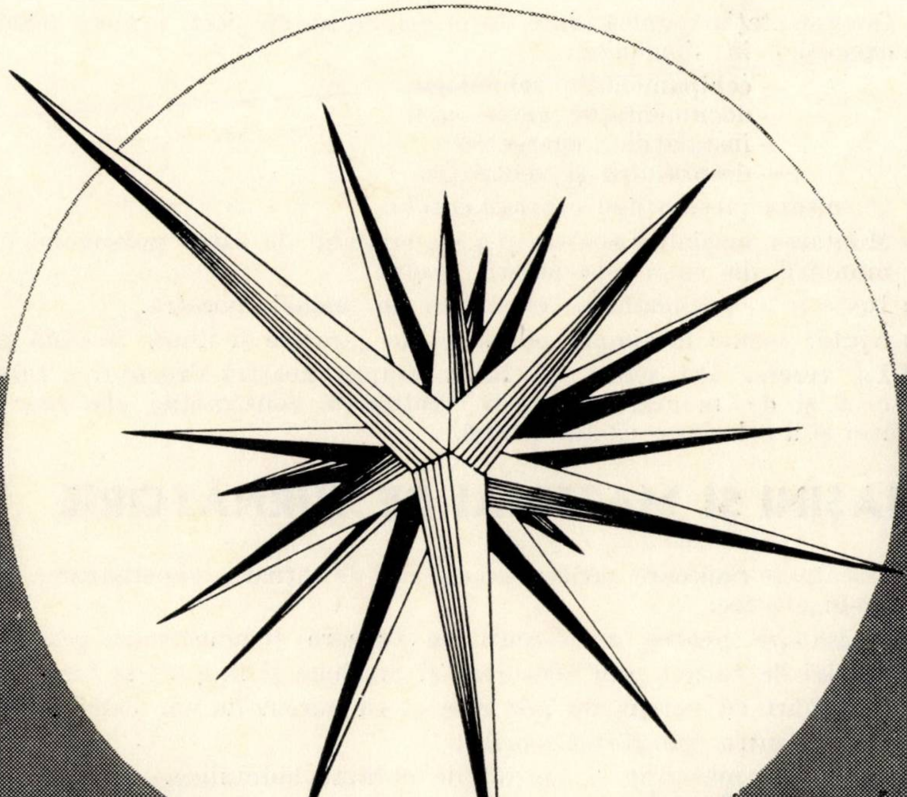
PUBLICOM

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

I C M

STR. TH. AMAN, 4 – BUCUREȘTI

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DESEURILE
METALICE ȘI METALELE VECHI INTENSIFICÎND
PREDAREA LOR CĂTRE INTREPRINDEREA
PENTRU COLECTAREA METALELOR



EXPORTATOR

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COMERȚUL EXTERIOR

centrozap

KATOWICE— LIGONIA 7 — R. P. POLONĂ

CUTIA POȘTALĂ : *825*
TELEFON : *513—401*
TELEX : *31—416*
TELEGRAME : CENTROZAP — KATOWICE

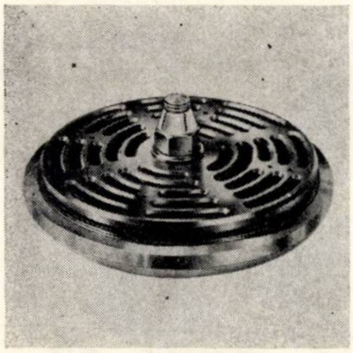
Livrările noastre complexe pentru turnătorie cuprind :

- Documentația tehnică (date de principiu, anteproiect, proiect tehnic, documentația pentru execuție) în domeniul :
  - — echipamentului tehnologic
  - — documentației geniu civil
  - — instalațiilor energetice
  - — desprăfuirii și ventilației.
- Furnitura (accesoriile) echipamentului.
- Montarea mașinilor noastre și a materialului de către personalul tehnic sau supravegherea montării de către specialiștii noștri.
- Instruirea personalului clientului în uzinele noastre.
- Ajutor tehnic în timpul perioadei de garanție și după această perioadă.
- La cerere, am putea să luăm asupra noastră executarea tuturor lucrărilor de geniu civil și de montare, inclusiv realizarea construcției clădirilor propriu-zise ale turnătoriei și a celorlalte clădiri anexe.

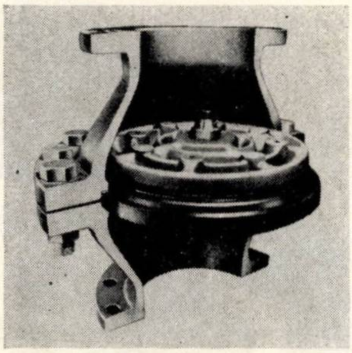
MAȘINI ȘI MATERIAL DE TURNĂTORIE

- Uscătoare-răcitoare pentru amestecuri de turnare, ventilatoare, ciururi și separatoare electromagnetice.
- Malaxoare pentru amestecuri de turnare și amestecuri pentru miezuri.
- Mașini de turnat prin scuturare și presiune și mașini de turnat prin jet de nisip.
- Cubilouri cu curent de aer rece și cu curent de aer cald.
- Grile pentru îndepărtat scoriile.
- Mașini de mărunțit și mașini de curățat hidraulice.
- Cuptoare pentru tratamentul termic al pieselor turnate.
- Material pentru manipulări.
- Aparate de laborator pentru amestecuri de turnare.

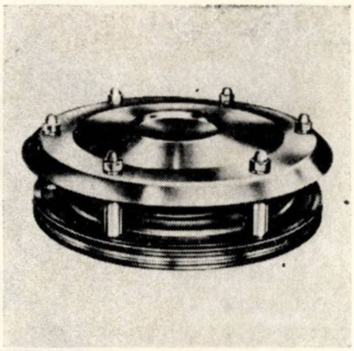
PUBLICOM



supapă plată

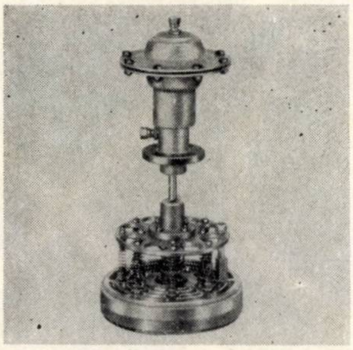


supapă plată de reţinere

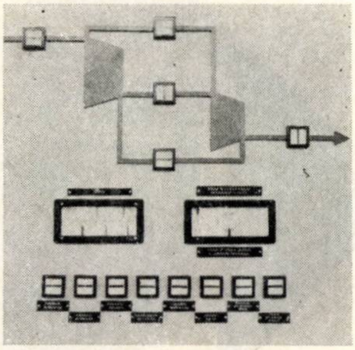


supapă de echilibrare pentru carterul motorului

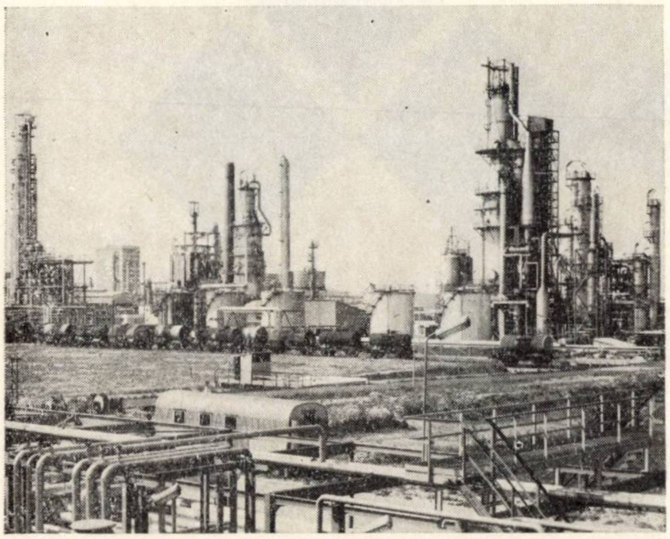
HOERBIGER oferă nu numai supape de calitate pentru compresoare



dispozitive pneumatice de reglare



sisteme complete de reglare şi control



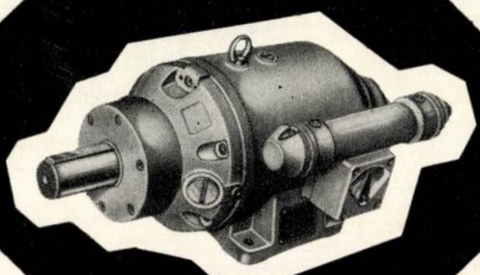
Şi în rafinăria Schwechat sînt instalate numeroase supape de compresoare şi de reţinere precum şi aparate de reglaj Hoerbiger.

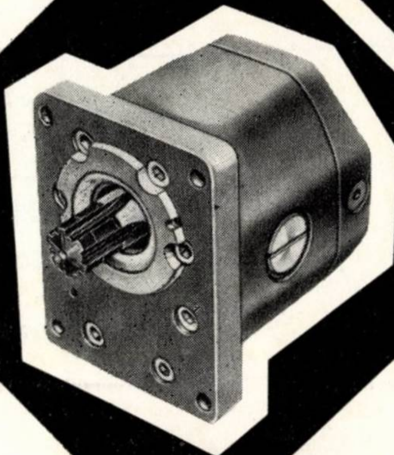
Supapele originale HOERBIGER sînt produse în şapte ţări din trei continente. Unităţile noastre de vînzare şi „service"-urile sîn răspîndite în întreaga lume, iar de curînd există şi în Japonia şi Mexic. Pretutindeni puteţi consulta colaboratorii noştri, profitînd de experienţa noastră bogată. Această experienţă vă asigură însemnate economii la preţul de cost, chiar dacă supapele Hoerbiger nu sînt dintre cele mai ieftine. Aceste dispozitive însă dovedesc o mare eficacitate în cele mai grele condiţii de exploatare. Supapele de compresoare, supapele plate de reţinere, supapele de echilibru pentru carterul motorului şi dispozitivele şi instalaţiile de reglare, prezintă calităţi apreciate pe plan mondial, determinate de construcţia lor, material şi finisare. La cerere vă punem la dispoziţie material informativ detaliat.

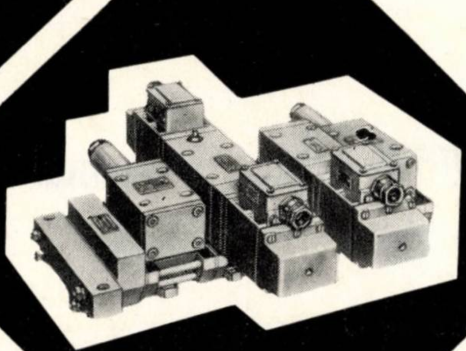
HOERBIGER VENTILWERKE
AKTIENGESELLSCHAFT
A-1111 Wien - Braunhubergasse 23
Tel. 743554 - Telex 11119 HoercoA

PUBLICOM

Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7-9







ORSTA hydraulik

O construcţie standardizată din Republica Democrată Germană

Putînd fi montate în serie sau universal ✦ Valorificate în multe ramuri industriale ✦ Cu o mare siguranţă în funcţionare ✦ Renumite prin precizie şi putere ✦ Aparatele şi agregatele O R S T A hydraulik rezolvă problemele dv. de acţionare şi comandă.

Livrăm **Generatoare de presiune**
Consumatori de presiune
Vane şi accesorii

Experţii noştri în probleme de hidraulică vă pot sfătui în problemele tehnice şi economice de orice fel. La cerere primiţi, din partea serviciilor noastre, material informativ asupra întregului nostru sortiment. Rezultatele obţinute de noi justifică încrederea dv.

Exportator
Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7 – 9
Republica Democrată Germană

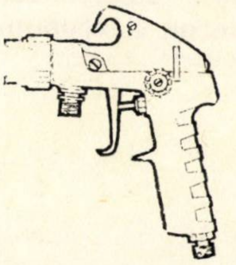
VEB Combinatul Hidraulic ORSTA – Leipzig

PUBLICOM

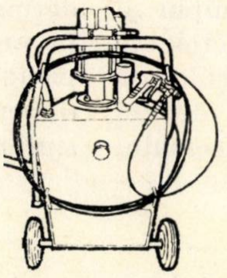
O vastă gamă de instalații de finisare de la pistoale de pulverizat pînă la instalații automatizate

Atlas Copco are mare experiență în procesele de finisare : procedee, aplicații, utilaj.
Atlas Copco acoperă întregul domeniu, oferind utilaj pentru instalații foarte mici și foarte mari. Oricare ar fi problema dvs. — pregătire, metode de aplicație, pulverizare la cald (cu utilaj de înaltă presiune, clasic sau electrostatic), cabine pentru vopsire prin pulverizare etc. — Atlas Copco vă poate oferi o soluție pentru finisare de înaltă calitate la cost redus.

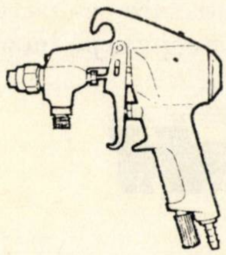
Utilajele prezentate mai jos sînt numai cîteva exemple din vasta gamă Atlas Copco.



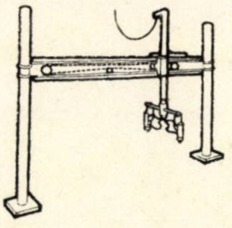
Pistolul de pulverizare Atlas Copco Ecco 40 are o capacitate mai mare decît oricare altul.



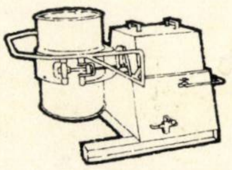
Instalația de înaltă presiune Ecco-Hydric 6E este compusă din pompă, furtun de aspirație, filtru de aer, supapă reductoare, lubrificator «oil—fog», aparat pentru măsurarea presiunii și suflantă de aer.



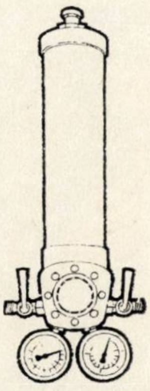
Ecco 300 este un nou pistol de înaltă presiune cu servomotor, recomandat pentru finisare fină în industrie.



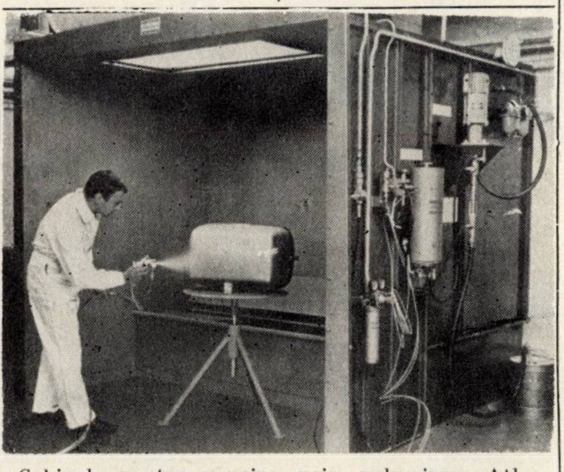
Ecco-Matic este o mașină automată de vopsire prin pulverizare, utilizată în vopsirea prin metode clasice, sub înaltă presiune sau electrostatice.



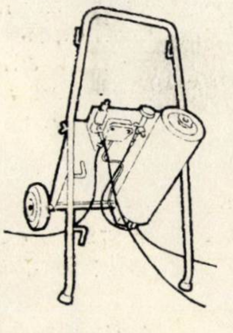
Ecco-Rotic este un agitator de tambur (pentru tambur de 200 litri) ; reglajul vitezei de rotație se face fără trepte.



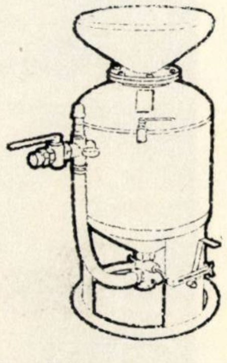
Purificatorul de aer LR 500 R cu supapă reductoare pentru presiuni pînă la 14 kg/cm²



Cabinele pentru vopsire prin pulverizare Atlas Copco, tipurile CVB și CVS, măresc producția, elimină pericolul de incendiu, protejează sănătatea muncitorului. O pîlnie brevetată venturi colectează ceața de vopsea și purifică aerul evacuat în proporție de 99,8 %.



Încălzitorul de vopsea H3D pentru vopsirea la cald prin pulverizare realizează un înalt nivel de finisare.



Instalația de curățare prin suflare B4A permite un reglaj foarte precis al jetului abraziv. Capacitatea optimă realizează un bun regim de insuflare.

Gama de utilaje industriale Atlas Copco include : compresoare, unelte pneumatice, utilaj pentru vopsire prin pulverizare, suflante, garnituri.

Atlas Copco

Stockholm, Suedia
Vînzări și „Service" în peste 100 de țări.

PUBLICOM

Utilizați cuponul pentru a cere informații suplimentare

Către : ATLAS COPCO AB, S-105 23 Stockholm, Suedia.

Vă rugăm trimiteți informații suplimentare asupra gamei de utilaj de finisare.

Numele ____________________

Funcția ____________________

Adresa ____________________

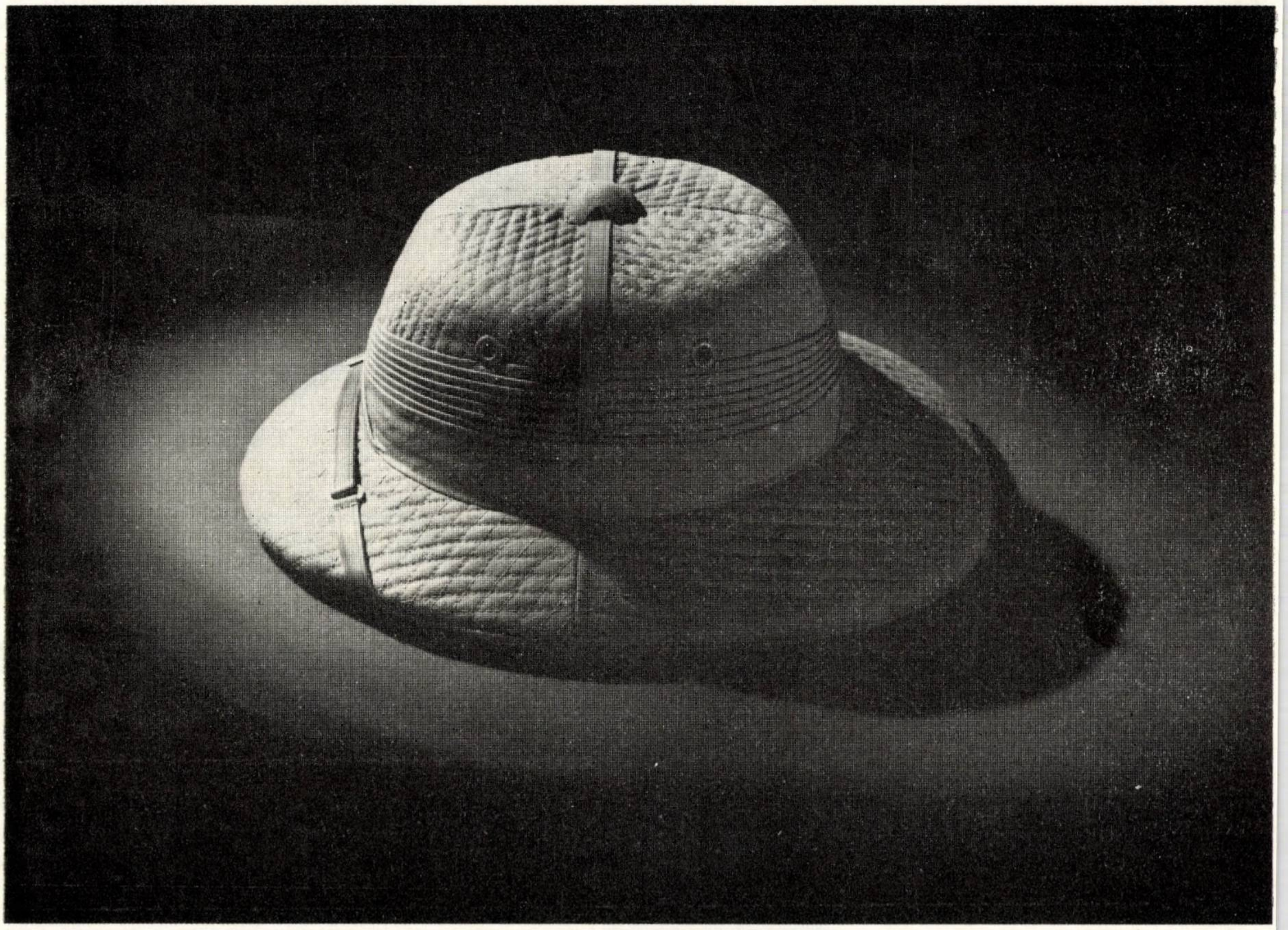
14/70

L_K = TEHNICA AERISIRII ȘI RĂCIRII, AȘA CUM EA TREBUIE SĂ FIE!

În condiții de climat tropical „condiționarea aerului", termen director principal, este ceea ce se poate rezolva cu ajutorul soluțiilor oferite astăzi de către tehnica modernă.

Bazîndu-ne pe rezultatul cercetărilor efectuate în decurs de mai multe decenii, am soluționat problema climatizării încăperilor, în mod simplu și economic din toate punctele de vedere, datorită instalațiilor de climatizare construite de noi și concepute pe baza sistemului ILKA, ce va fi mult apreciat în viitor.

Vă putem livra instalații de climatizare complete, considerînd modul de montare după fiecare caz, în construcție compactă sau în secțiuni, după dimensiuni. Aceste instalații sînt moderne și economice.



PUBLICOM

L_K = TEHNICA AERISIRII ȘI A RĂCIRII, AȘA CUM EA TREBUIE SĂ FIE!

Rezerva de apă de răcire constituie punctul central al tuturor problemelor referitoare la răcire.

Pentru funcționarea automată a instalațiilor destinate confortului și climatizării, cum și pentru cele mai variate probleme referitoare la răcire, ivite în industrie, am asimilat acum noua serie de rezervoare de apă de răcire R 22, care necesită un spațiu restrîns, cuprinzînd un domeniu de putere de la 90 000 pînă la 360 000 kcal/h. Construcția compactă, spațiul ocupat extrem de mic, principiul consecvent pe care se bazează chesonul de construcții al tuturor grupelor de construcții, precum și funcționarea lină, fără zgomot, reprezintă avantaje care se recomandă ele însele.

Vă rugăm, scrieți-ne!

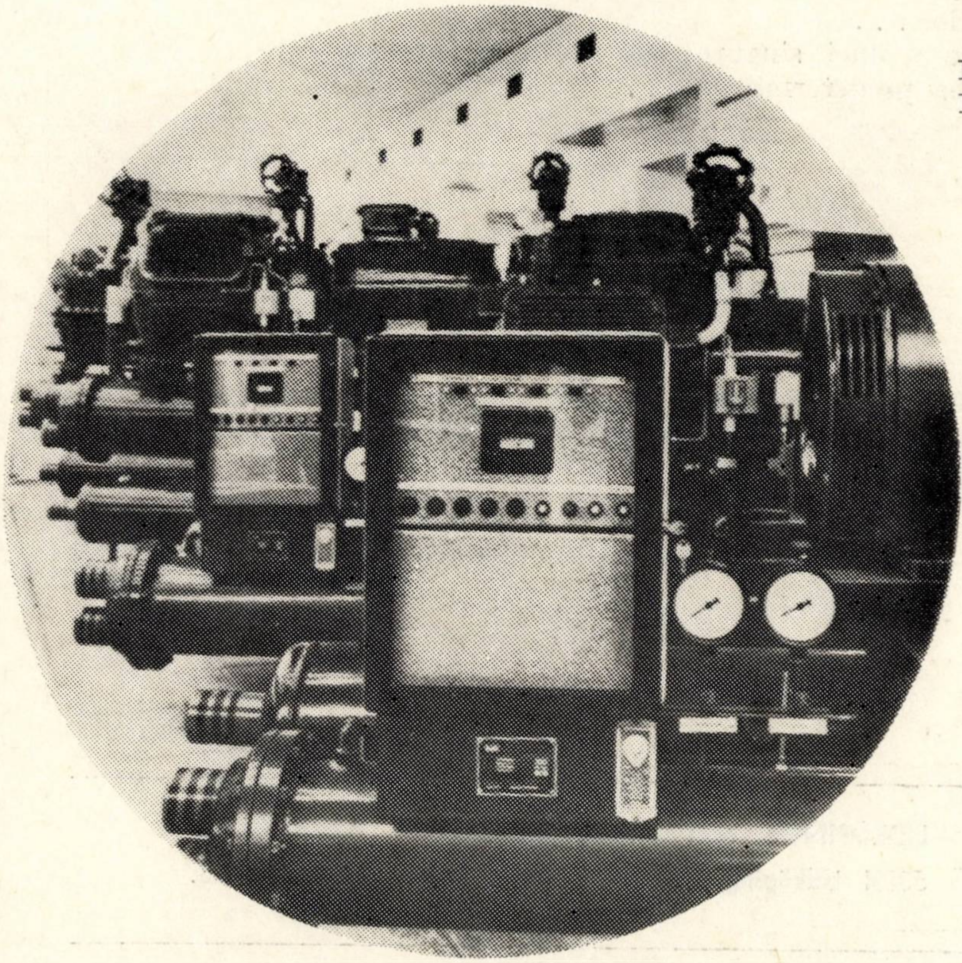
Vă dăm cu plăcere explicații detaliate și vă livrăm rezervoare de apă de răcire modern și economice, care vor contribui la rezolvarea tuturor problemelor dv. referitoare la răcire.

VEB Kombinat Luft- und Kältetechnik 801 Dresda

Exportator:

TechnoCommerz
GmbH

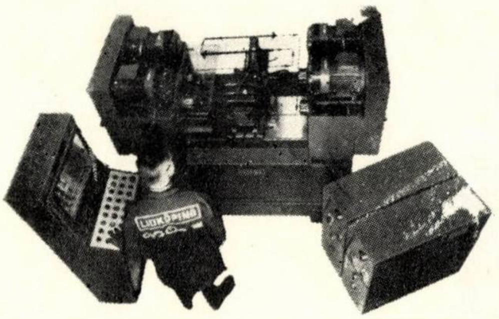
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7-9
Republica Democrată Germană



PUBLICOM

Viitoarele dv. cerințe

Alezaj de precizie — cu piesa de prelucrat fixată și scula așchietoare rotativă . . .
Strunjire de mare precizie — cu piesa de prelucrat rotindu-se și scula așchietoare fixă. . .
Alezaj sau strunjire de precizie a unei singure sau mai multor piese cu unul sau mai multe diametre a pantei de teșire etc. interior sau exterior . . .
Alezaj de precizie a unei singure sau mai multor piese care reclamă prelucrarea predeterminată . . .

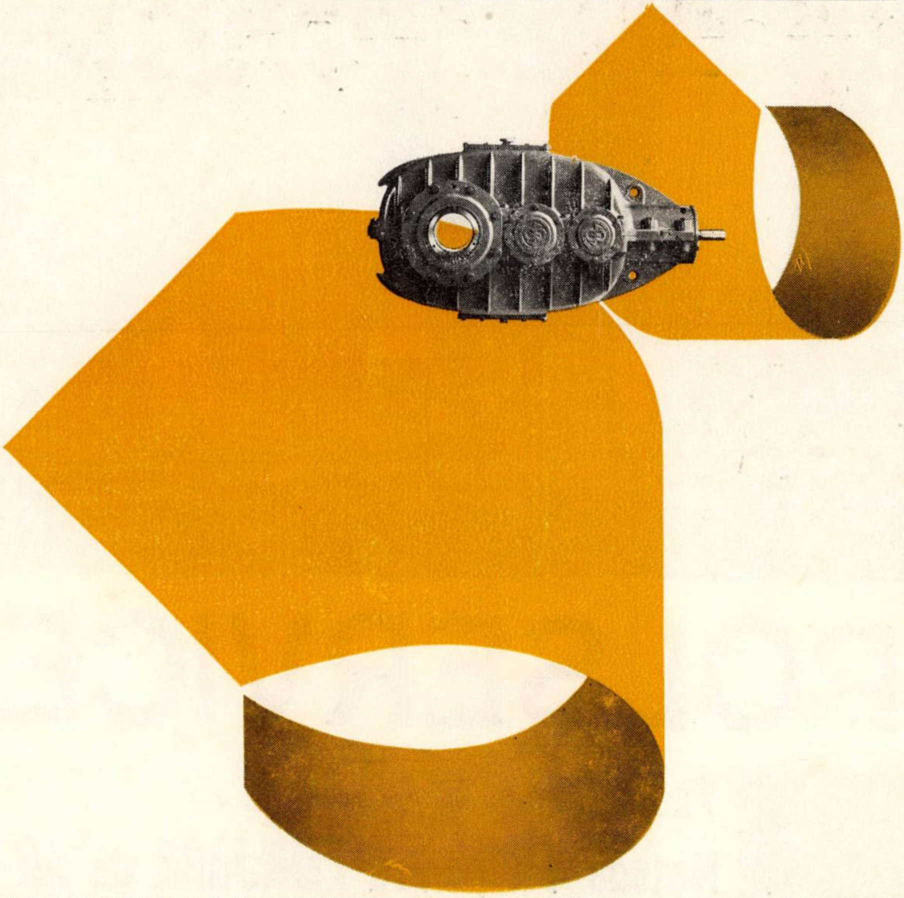


LIDKÖPING a prevăzut viitoarele dv. cerințe. Mașina de alezaj de precizie LIDKÖPING tip PNF 23 în întregime automatizată oferă maximum de flexibilitate în sistemul de programare, universalitate, precizie și mare capacitate de producție.

LIDKÖPING

LIDKÖPINGS MEKANISKA VERKSTADS AKTIEBOLAG
53101 Lidköping Tel. 051T 22130. Telex 5047 LIDK S.

PUBLICOM



REDUREX FLENDER, aparate în care se poate avea toată încrederea

Într-o reclamă nu putem, bineînțeles, să vă informăm amănunțit asupra unei transmisii cu roți dințate, care se livrează în diferite tipuri de construcție și în diferite mărimi, precum și ca transmisie atașabilă. Despre toate acestea am prefera să discutăm împreună. Noi sîntem specialiști în tehnica antrenării. Puteți obține de la noi transmisia care vă este necesară. Am vrea ca dvs. să cunoașteți toate posibilitățile noastre.

Puneți-vă în legătură cu FLENDER.

CONSILIER TEHNIC PENTRU EUROPA DE RĂSĂRIT: A. FIEDR. FLENDER & CO. ROSEGGERSTR. 15, 2500 BADEN BEI WIEN TEL. 4373

PUBLICOM

Abonați-vă

la revistele:

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

AUTOMATICA și ELECTRONICA

ELECTROTEHNICA

INTREPRINDERE DE COMERȚ EXTERIOR **POLSERVICE**

Vă oferă:

Metoda TR pentru FORJARE de ARBORI COTIȚI și REFULARE DE BARE

Metoda TR face posibilă:

- **refularea și curbarea simultană a arborilor cotiți**
- **orientarea fibrelor paralel cu profilul arborelui cotit**
- **refularea barelor și a blocurilor în orice poziție**
- **utilizarea completă a presiunii axiale a presei**

Metoda TR este ușoară, simplă, rapidă, necostisitoare și universală

Vă oferim, de asemenea, numeroase alte invenții tehnice în domeniul construcției de mașini și al metalurgiei, precum și

SERVICII TEHNICE DE:

- **proiectare și modernizare de instalații industriale și sectoare de producție, întocmire de proiecte de construcție și producție, servicii de supraveghere, consultație și evaluare.**

POLSERVICE

POL SERVICE

WARSZAWA, POZNÁNSKA 15 — POLONIA
TELEFON: 28—72—18 N. TELEGRAME: POLSERVICE—WARSZAWA
TELEX: 813.539 UPOL PL.

PUBLICOM

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0.25 şi 1 035 t/h şi presiuni între 8 şi 195 kgf/cm^2, pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2.6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER ; unităţi de pompare de 1.5 3 ; 7 ; 9 ; 12 ; 15 şi 19.3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm^2.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL ; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
Bucureşti tel. 31.51.02

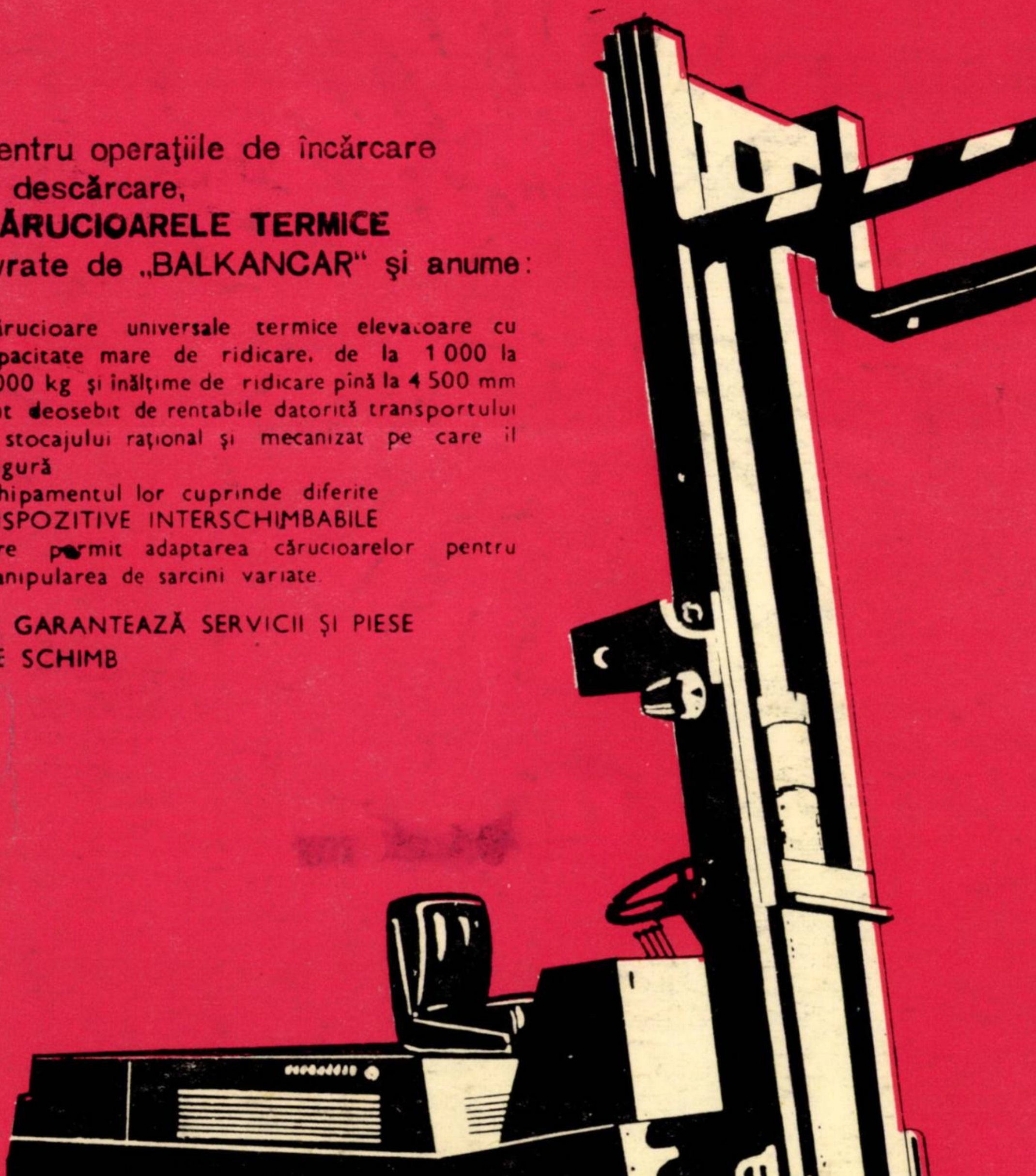
BALKANCAR — GARANŢIE PENTRU CALITATE SUPERIOARĂ!

Pentru operaţiile de încărcare
şi descărcare,
CĂRUCIOARELE TERMICE
livrate de „BALKANCAR“ şi anume:

Cărucioare universale termice elevatoare cu capacitate mare de ridicare, de la 1 000 la 5 000 kg şi înălţime de ridicare pină la 4 500 mm sint deosebit de rentabile datorită transportului şi stocajului raţional şi mecanizat pe care il asigură

Echipamentul lor cuprinde diferite DISPOZITIVE INTERSCHIMBABILE care permit adaptarea cărucioarelor pentru manipularea de sarcini variate.

SE GARANTEAZĂ SERVICII ŞI PIESE
DE SCHIMB



Pentru orice informaţie sau cerere de ofertă, binevoiţi a vă adresa la :
BALKANCARIMPEX, Direcţia „Export“ — Bulgaria, Sofia
56, str Alabine — Telex: 386 — Telegrame: Balkancarimpex — Export, Sofia

balkancar

E 3279

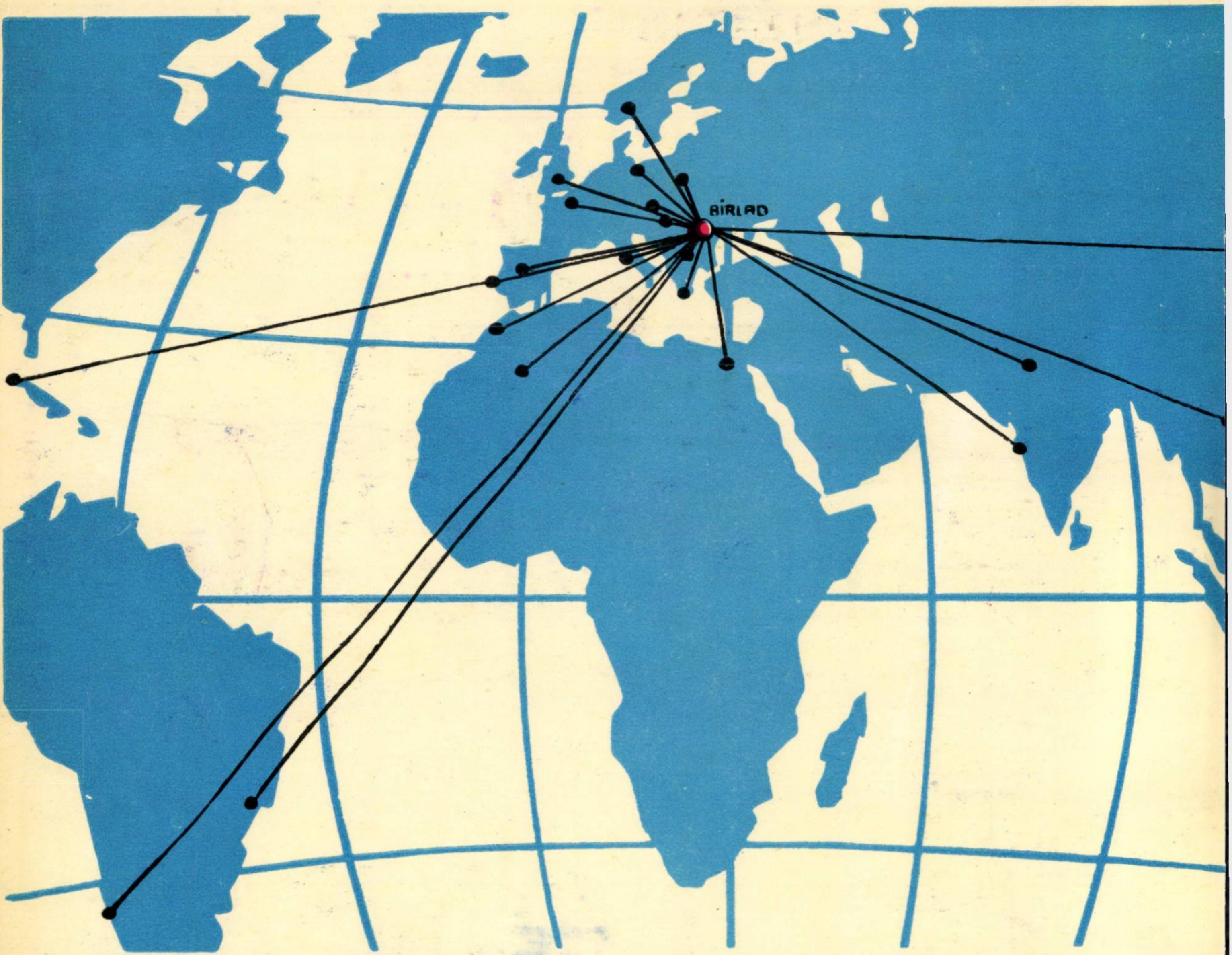
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

04

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXII • Nr. 12 • DECEMBRIE 1970

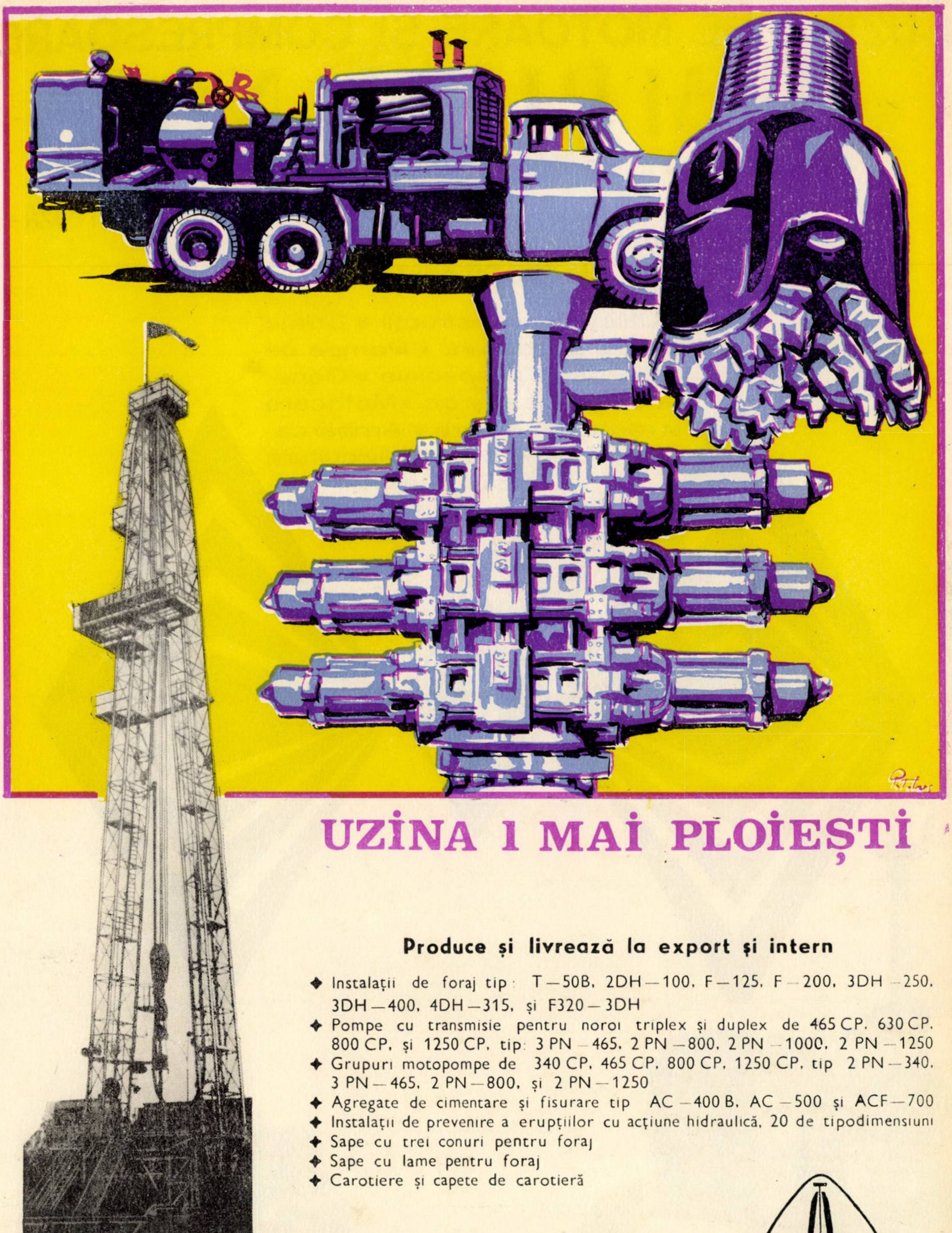
FABRICA DE RULMENȚI
BÎRLAD



produce :

SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII :

- radiali cu bile pe un rînd;
- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice pe un rînd;
- radiali-oscilanți cu role-butoi pe două rînduri:
- rulmenți de construcție specială ca:
rulmenți radiali cu role cilindrice
pentru vagoane de călători și de marfă,
rulmenți pentru utilaj petrolier,
rulmenți pentru tractoare și camioane etc.



UZİNA 1 MAİ PLOİEȘTİ

Produce și livrează la export și intern

- Instalații de foraj tip: T—50B, 2DH—100, F—125, F—200, 3DH—250, 3DH—400, 4DH—315, și F320—3DH
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP, și 1250 CP, tip: 3 PN—465, 2 PN—800, 2 PN—1000, 2 PN—1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip 2 PN—340, 3 PN—465, 2 PN—800, și 2 PN—1250
- Agregate de cimentare și fisurare tip AC—400 B, AC—500 și ACF—700
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 de tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere și capete de carotieră

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr. 121, telefon 10300 — telex 019.219 Ploiești — Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

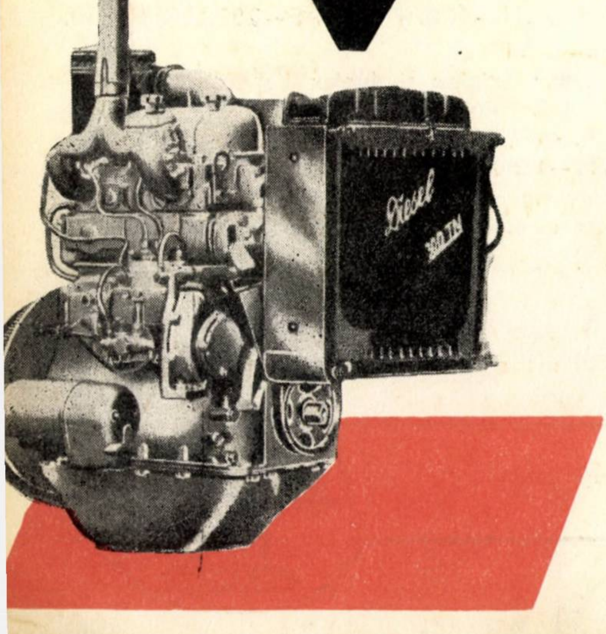
UPETROM
PLOIEȘTI

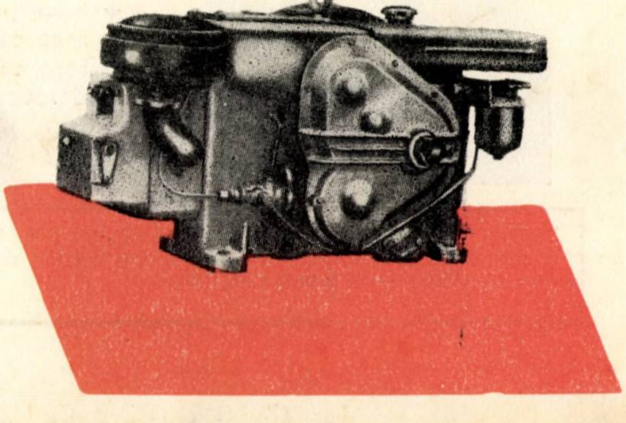
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE
TIMPURI NOI
BUCUREŞTI

execută şi livrează

Motoare diesel cu puteri pînă la 120 CP pentru:

• Utilaje de construcţii • Utilaje pentru agricultură • Pompe de uz general şi speciale • Generatoare de c.a. şi c.c. • Motocare şi motoridicătoare • Ambarcaţiuni • Utilaje pentru silvicultură • Utillizări diverse



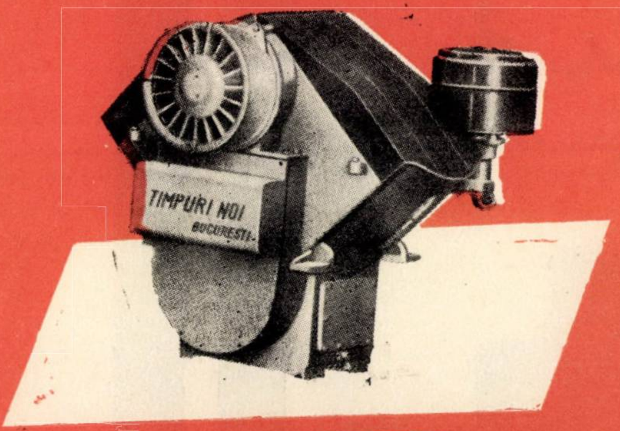


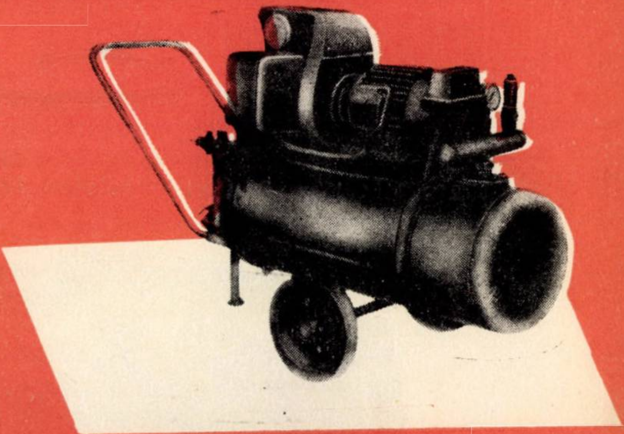
UZINA DE MOTOARE ŞI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCUREŞTI

în ţară şi străinătate:





Compresoare de aer cu piston, cu debite pînă la 10 m^3/min şi presiuni de 4—35 kgf/cm^2 pentru:

• Locomotive • Instalaţii petroliere • Excavatoare • Automatizări • Troleibuze • Şantiere • Garaje • Vopsitorii

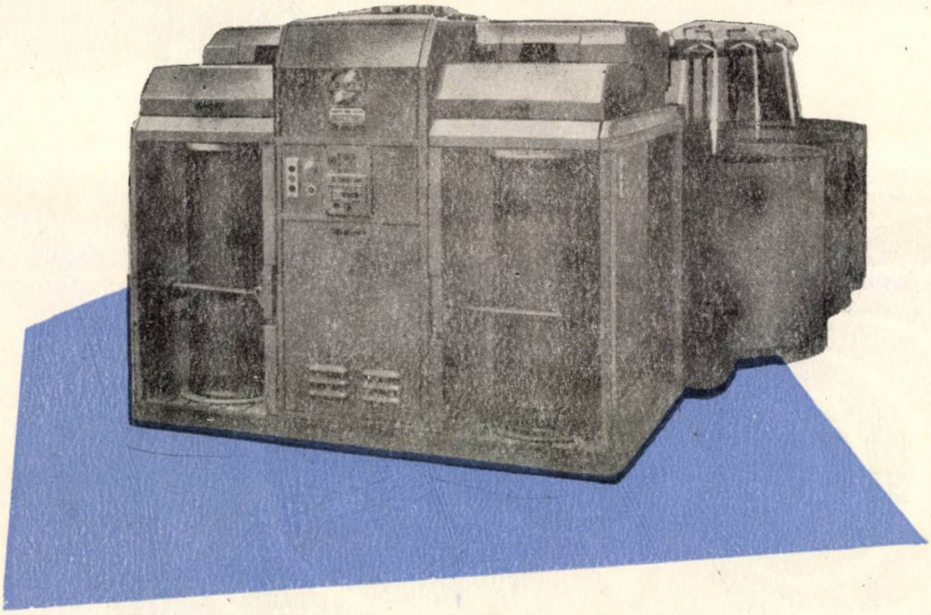
PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DV. PRIVIND ANTRENAREA CU MOTOARE DIESEL INDUSTRIALE ŞI UTILIZAREA COMPRESOARELOR DE AER CU PISTON – CONSULTAŢI SPECIALIŞTII UZINEI „TIMPURI NOI"

uzina

UNIREA

cluj

Piaţa 1 Mai nr. 2, Cluj — telefon 229 10 telex 238



LAMINOR DE BUMBAC tip LB

Productivitatea acestei maşini este de 350 m min şi este prevăzută cu două capete de debitare şi schimbarea cănilor automat.

Maşina se execută după licenţa firmei INGOLSTADT—R.F.G.

In afară de acest produs, uzina mai fabrică în serie, atît pentru industria indigenă, cît şi pentru export, următoarele

- maşini de filat lînă şi bumbac
- maşini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- maşini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac şi mătase
- trenuri de laminat bumbac şi mătase
- cilindri canelaţi pentru maşini de filat
- piese de schimb pentru industria textilă

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXII, DECEMBRIE, Nr. 12, 1970

CUPRINS

BESCHIA, R. și RĂZMERIȚĂ, GH.:	**Contribuții la studiul curbelor transportoarelor cu bandă jgheab.**	**695**
CODREANU, C.:	**Calculul grafic al acționărilor hidrostatice.**	702
DUMITRESCU, P.:	**Un deceniu de tipizare unificare și agregare în industria constructoare de mașini.**	705
EBERAN—EBERHORST, R.:	**Probleme ale motoarelor moderne.**	716
GALLOIS, J.:	**Asupra utilizării motoarelor semirapide în propulsia navală.**	726
HOMOȘ, T., COSTOIU STANA și VLASIU COCA:	**Considerații privind principiile care stau la baza organizării în flux a producției în construcția de mașini**	738
INDRA, J.:	**Problema formării și arderii amestecului la motoare diesel înalt supraalimentate.**	747
IONIȚĂ, N.:	**Sinteza geometrică tripozițională a mecanismelor plane cu 4 elemente.**	755
PANDREA, N. și ROȘCA, I:	**Considerații privind aplicarea teoremei momentului cinetic la solidul rigid.**	**759**
DOCUMENTARE		**761**
RECENZIE		**764**
CRONICĂ		**765**
INDEX ALFABETIC		**726**

COMITETUL DE REDACȚIE

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE

Membri: ing. I. AVRAM, ing. P. GH. BÎRSAN, ing. P. BĂLAN, ing. I. BUIU, ing. V. COSOROABĂ, prof. ing. I. GROSU, conf. dr. ing. B. HOROVITZ, ing. AL. MOGA, ing. AL. MUSCAN, ing. N. POPA, ing. D. TIRON, ing. GH. VASILESCU.

Redactor: ELENA ȘTEFĂNESCU

S U M A R

CZ 621. 867. 2

Beschia, R. și Răzmeriță, Gh. : **Contribuții la studiul curburilor transportoarelor cu bandă jgheab.**

Construcția de Mașini 22 (1980), nr. 12, p. 695–701

CZ 621–82. 001. 24

Codreanu, C. : **Calculul grafic al acționărilor hidrostatice**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 702–705

CZ 621–88

Dumitrescu, P. : **Un deceniu de tipizare, unificare și agregare în industria constructoare de mașini.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 705–716

CZ 621. 43

Eberan-Eberhorst, R. : **Probleme ale motoarelor moderne.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 716–726

CZ 621. 431. 74

Galloiș, J. : **Asupra utilizării motoarelor semi-rapide în propulsia navală.**

Construcția de Mașini 22 (1970) nr. 12, p. 726–738

CZ 621. 658. 5

Homoș, T., Costoiu Stana și Vlasiu Coca : **Principiile de bază ale organizării în timp și spațiu a producției în construcția de mașini.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 738–746

CZ 621. 436–44

Indra, J. : **Problema formării și arderii amestecului la motoare diesel înalt supraalimentate.**

Construcția de Mașini 22)1979), nr. 12, p. 747–755

CZ 621–231

Ioniță, N. : **Asupra sintezei geometrice tripoziționale a mecanismelor plane cu 4 elemente.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 755–758

CZ 531–36

Pandrea, N. și Roșca, I. : **Considerații privind aplicarea teoremei momentului cinetic la solidul rigid.**

Construcția de Mașini 22 (1970), nr. 12, p. 759–760

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacția: București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare comenzi-difuzare. Telefon : 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni **și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar :** lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informația". **București, str.** Brezoianu nr. 23–25, c. 5905.

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P. nr. 10/9112/969.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.867.2

Бескиа, Р. и *Рэзмерицэ, Г.*: Исследование кривизны ленточных лотковых транспортеров.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 695–701

ДК 621–82.001.24

Кодряну, К.: Графический расчет гидростатических приводов.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 702–705

ДК 621–88

Думитреску, П.: Десять лет типизации, унификации и агрегирования в машиностроении.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 705–716

ДК 621.43

Еберан-Еберхорст, Р.: Проблемы современных двигателей.

Construcţia de Maşini 22 (1970) № 12, стр. 716–726

ДК 621.431.74

Галлоа, Ж.: О применении полубыстроходных двигателей в судоходстве.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 726–738

ДК 621 : 658.5

Гомош, Т. Костоиу Стана* и *Власиу Кока: **К вопросу принципов, положенных в основу поточной организации производства в машиностроении.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 738–746

ДК 621.436–44

Индра, Ж.: К вопросу образования и сгорания смеси в дизельных двигателях с наддувом.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 747–755

ДК 621–231

Ионицэ, М.: Геометрический трипозиционный синтез плоских механизмов с четырьмя звеньями.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 755–758

ДК 531.36

Пандря, Н. и *Ион Рошка:* О применении теоремы кинетического момента к жесткому твердому телу.

Construcţia de Maşini 22 (1970), № 12, стр. 759–760

INHALTSVERZEICHNIS

DK 621.867.2

Beschia, R. und *Răzmeriţă, Gh.* : **Beiträge zum Studium der Krümmungen der Transportbänder mit Rinnenband.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 695–701

DK 621–82.001.24

Codreanu, C. : **Graphische Berechnung der hydrostatischen Antriebe.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12. S. 702–705

DK 621–88

Dumitrescu, P. : **Ein Jahrzehnt der Typisierung und der Vereinheitlichung in der Maschinenbauindustrie.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 705–716

DK 621.43

Eberan-Eberhorst, R. : **Probleme der modernen Motoren.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 716–726

DK 621.431.74

Gallois, J. : **Über die Verwendung der halbschnellen Motoren beim Antrieb der Wasserfahrzeuge.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 726–738

DK 621 : 658.5

Homoş. T., Costoiu Stana und *Vlasiu Coca* : **Betrachtungen bzgl. der Grundprinzipien bei der Organisierung der Fliessfertigung im Maschinenbau.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 738–746

DK 621.436–44

Indra, J. : **Das Problem der Entstehung und der Verbrennung des Gemisches bei stark übergespeisten Dieselmotoren.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 747–755

DK 621–231

Ioniţă, N. : **Geometrische dreistellige Synthese der flachen Mechanismen mit 4 Elementen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 755–758

DK 531.36

Pandrea, N und *Ion Roşca* : **Betrachtungen bzgl. Anwendung des Satzes des kinetischen Momentes bei starren festen Körpen.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), H. 12, S. 759–760

CONTENTS

DC 621.867.2

Beschia, R. and *Răzmeriţă, Gh.* : **Contributions to the study of the through ribbon conveyor curvatures.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 695–701

DC 621–82.001.24

Codreanu, C. : **The graphical calculus of the hydrostatic drive.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 702–705

DC 621–88

Dumitrescu, P. : **A ten-year period of typification, unification and aggregation in the mechanical engineering industry.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 705–716

DC 621.43

Eberan-Eberhorst, R. : **Some problems concerning the modern motors.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 716–726

DC 621.431.74

Gallois, J. : **About the utilization of semi-rapid motors to the naval propulsion.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 726–738

DC 621 : 658.5

Homoş, T., *Costoiu Stana* and *Vlasiu Coca* : **Considerations concerning the fundamental principles of the flow production organization in the mechanical engineering.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 738–746

DC 621.436–44

Indra, J. : **About the forming and burning of the fuel mixture in the high supercharged Diesel motors.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p 747–755

DC 621–231

Ioniţă, N. : **Geometric tripositional synthesis of the plane mechanisms with 4 elements.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 755–758

DC 531.36

Pandrea, N. and *Ion Roşca* : **Concerning the application of the kinetic moment theorem to the rigid solid bodies.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), nr. 12, p. 759–760

SOMMAIRE

CD 621.867.2

Beschia, R. et *Răzmeriţă, Gh.* : **Contributions à l'étude des courbures des transporteurs à bande gouttière.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 695–701

CD 621–82.001.24

Codreanu, C. : **Le calcul graphique des mises en mouvement hydrostatiques.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 702–705

CD 621–88

Dumitrescu, P. : **Une décade de typisation, d'unification et d'agrégation dans l'industrie constructrice de machines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 705–716

CD 621.43

Eberan-Eberhorst, R. : **Problèmes concernant les moteurs modernes.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 716–726

CD 621.431.74

Gallois, J. : **L'utilisation des moteurs semi-rapides dans la propulsion navale.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 726–738

CD 621 : 658.5

Homoş, T., *Costoiu Stana* et *Vlasiu Coca* : **Considérations concernant les principes fondamentaux de l'organisation en flux de la production dans la construction des machines.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 738–746

CD 621.436–44

Indra, J. : **Le problème de la formation et de la combustion du mélange dans les moteurs Diesel grandement suralimentés.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 747–755

CD 621–231

Ioniţă, N. : **La synthèse géométrique tri-positionnelle des mécanismes plans à 4 éléments.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 755–758

CD 531.36

Pandrea, N et *Ion Roşca* : **Considérations concernant l'application du théorème du moment cinétique au solide rigide.**

Construcţia de Maşini 22 (1970), no. 12, p. 759–760

CZ 621.867.2

Contribuţii la studiul curburilor transportoarelor cu bandă jgheab*

Ing. Radu BESCHIA – Institutul Politehnic–Galaţi
Ing. Gheorghe RĂZMERIŢĂ – Institutul Politehnic–Galaţi

1. *Stadiul actual al problemei*

Transportoarele cu bandă constituie astăzi pe plan mondial cel mai răspîndit mijloc de vehiculare a materialelor în masă, atît pe distanţe scurte, cît mai ales pe distanţe lungi.

Dintre aceste tipuri, soluţia cu bandă jgheab oferă productivităţi crescute, în comparaţie cu banda plată [3].

Studii întreprinse în acest sens au permis în continuare obţinerea de soluţii tehnice, cu performanţe superioare, în sensul creşterii productivităţii, prin modificarea unghiului de înclinare al rulourilor laterale în funcţie de materialul transportat faţă de soluţia clasică la care unghiul de înclinare era $\alpha = 20°$ [1], [10].

O problemă care apare în mod curent în transportul cu benzi jgheab, este aceea de a asigura rezistenţa necesară a benzii la transportul între două puncte între care există o diferenţă de nivel, traiectoria benzii fiind o curbă cu concavitatea în sus, sau cu concavitatea în jos.

Astfel determinarea razei minime de curbură este riguros necesară, fie pentru ca banda să nu capete deformaţii neadmisibile la marginea rulourilor înclinate, fie să nu depăşească rezistenţa admisibilă, datorită solicitărilor suplimentare datorită încovoierii [2], [7]. În ceea ce priveşte pericolul încovoierii în plan transversal care apare la benzile jgheab cu rulouri foarte înclinate, problema este rezolvată pe plan mondial prin armare cu fire sintetice sau sticlă, combinaţii între fire naturale şi sintetice, sau inserţii din fire de oţel [1], [2], [6], [8], [9].

În aceste situaţii cînd apar schimbări de pantă se impune modificarea distanţei între staţiile de rulouri sau uneori înclinarea rulourilor laterale.

S-a constatat că, cu cît staţiile de rulouri sînt mai distanţate, în porţiune curbată, creşte pierderea de forţă motrice, apare o dezaxare şi o uzură prematură a benzii. Astfel pentru o trecere de la 1,2 m la 2,4 între staţiile de rulouri, pierderea de energie a fost de 20% [2], [7].

Încovoierea între staţiile de rulouri depinde în afară de distanţa dintre staţiile de sprijin, şi de rigiditatea benzii şi anume în principal de felul armăturii benzii şi de numărul de inserţii.

Determinarea razei minime de curbură ca şi a distanţei maxime recomandate între staţiile de rulouri, a constituit obiectul studiului de faţă, pe care autorii au căutat să-l rezolve în mod practic, cu aplicaţii concrete, pornind fie de la condiţii de deformaţie, fie de la condiţii de rezistenţă.

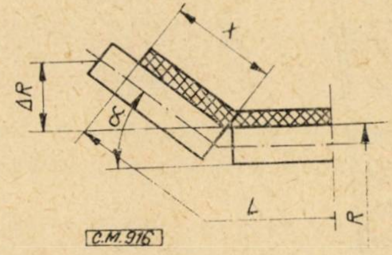
Studiul s-a referit în prima etapă numai la curburile convexe. Determinarea razelor de curbură şi a distanţelor limită între staţiile de rulouri din solicitarea de rezistenţă a benzii aparţin colectivului nostru. De asemenea studiul benzilor transportoare fabricate în Republica Socialistă România cu toate calculele numerice aparţine în întregime colectivului nostru.

2. *Studiul curburilor convexe, pe baza alungirii benzii*

În cazul benzilor jgheab, normele DIN 22101 prevăd ca alungirea în curbă să nu depăşească 0,8% pe rulourile înclinate [2].

Fie R raza de curbură pe ruloul central, în cazul unei staţii cu trei role şi $(R + \Delta R)$ raza corespunzătoare la marginea benzii pe ruloul înclinat cu unghiul α (fig. 1).

Fig. 1



Alungirea relativă a benzii este :

$$\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \leqslant 0{,}008$$

de unde :

$$R \geqslant 125.\ \Delta R \qquad (1)$$

Dar :

$$\Delta R = X \sin \alpha \text{ şi } X = mL$$

unde L este lăţimea benzii

---

* Lucrarea a fost prezentată în sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Galaţi, 1969.

Se obține în continuare :

$$R \geqslant 125\, mL \sin \alpha = R_0. \qquad (2)$$

Pentru banda clasică, la care $\alpha = 20°$ și $m = 0{,}3$ se găsește :

$$R \geqslant 12{,}82\ L \cong 13\ L = R_0.$$

În cazul benzilor jgheab modificate propuse de autori în lucrarea [1], în care α_{optim} depinde de material, iar $m = \frac{1}{3}$ se găsesc valorile cuprinse în tabela 1 pentru gama de materiale folosite uzual în practică.

Tabela 1

Nr. crt.	Material	α optim	β unghiul de așezare pe bandă	Raza de curbură R_6
1	Malț	55°	7°42′	34,15 L
2	Grîu, mazăre	54°30	8°45′	33,9 L
3	Porumb	54°	9°37′	33,75 L
4	Ovăz, floarea soarelui	53°40′	9°48′	33,6 L
5	Secară	51°40′	12°57′	32,5 L
6	Ciment, sfeclă	51°	14°	32,4 L
7	Cocs, cărbuni, pietriș	49°50′	15°45′	31,8 L
8	Făină afînată	44°10′	24°30′	29 L

Observații

În tabela 1, unghiul $\beta = 0{,}5\ \rho_m$, ρ_m fiind unghiul de taluz în mișcare.

Se constată din studierea tabelei 1 că :

$R \geqslant (29 - 34)\ L$, sau în medie : $R \geqslant 32\ L$.

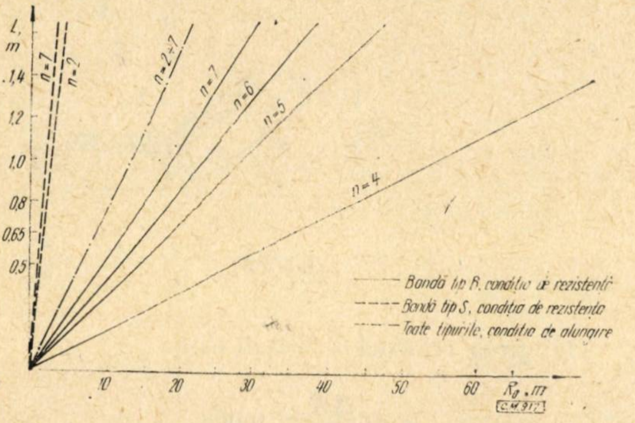


Fig. 2

Razele de curbură minime calculate pentru banda clasică sînt trecute în diagrama din figura 2, iar pentru banda modificată, propusă de autori, în diagrama din figura 3.

Se observă că numărul de inserții al benzii nu influențează în acest caz valoarea razelor minime de curbură.

Traiectoria pentru curbele cu concavitatea în jos este de regulă un arc de cerc (fig. 4).

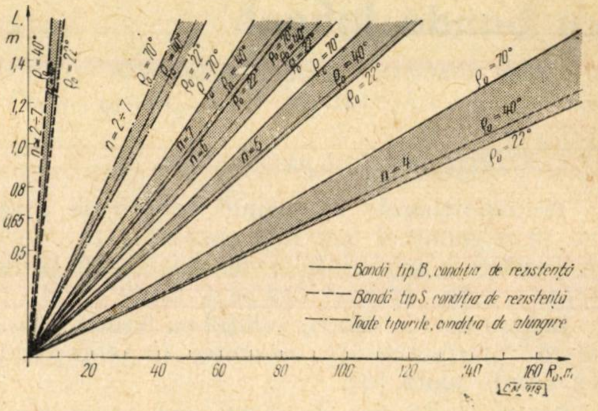


Fig. 3

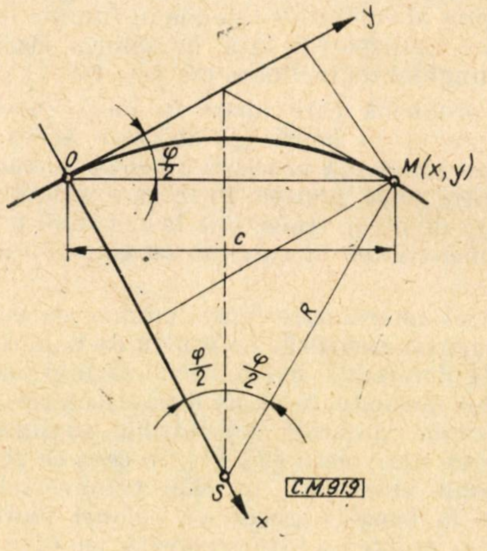


Fig. 4

Fie arcul OM de rază R și unghiul la centru φ. Coordonatele și deci poziția unui punct de pe traiectorie, fie M, se determină astfel :

$$X = C \sin \frac{\varphi}{2}$$

$$Y = R \sin \varphi$$

Dar :

$$C = 2R \sin \frac{\varphi}{2}, \text{ și deci :}$$

$$\begin{cases} X = 2\, R \sin^2 \dfrac{\varphi}{2} \\ Y = R \sin \varphi. \end{cases} \qquad (3)$$

Arcul de cerc poate fi înlocuit cu un arc de parabolă de ecuaţie.

$$Y_1^2 = 2\ R\ x_1$$

unde x_1, Y_1 sînt coordonatele unui punct al parabolei.
Dar:

$$X_1 = 2\ R\ \sin^2 \frac{\varphi}{2} \text{ şi deci :}$$

$$Y_1 = 2\ R \sin \frac{\varphi}{2}.$$

Eroarea care se comite este neglijabilă, de ordinul 1%.

3. *Studiul curburilor convexe, pe baza considerațiilor de rezistență*

Banda este solicitată la tracţiune pură pe ruloul central, în timp ce la marginea ruloului înclinat se mai adaugă şi solicitarea de încovoiere, care nu trebuie neglijată.
Fie:

θ_0 kg/cm inserţie tensiunea medie de tracţiune pe ruloul central.

E' kg/cm inserţie modulul de elasticitate al benzii.

$\Delta\ R$ cm creşterea razei pe ruloul înclinat.

θ' kg/cm inserţie tensiunea totală maximă a benzii pe rulourile înclinate.

θ_a kg/cm inserţie tensiunea admisibilă tabelară.

n numărul de inserţii al benzii.

Tensiunea totală maximă a benzii pe rulourile laterale, se recomandă să nu depăşească cu mai mult de $\Delta\ \theta$ (%) sarcina de lucru admisibilă. Normele americane ale firmei Goodyear prevăd ca $\Delta\theta = 5\%$ [5].

În cazul încovoierii pe tamburii de capăt creşterea ajunge chiar la 15%.

Pe de altă parte tensiunea pe centrul benzii situată pe rola centrală, θ_0, care constituie tensiunea medie în bandă la ieşirea din curbă, nu trebuie să scadă sub 18 kg/cm lăţime, spre a nu apare vibraţii în bandă [5].

În cazul benzilor propuse de autori [1], cu unghiul $\alpha > 20°$, se pot admite şi valori $\theta_0 < < 18$ kg/cm lăţime, care urmează a fi cercetate ulterior.

Pentru siguranţă s-a păstrat în calcule această valoare acoperitoare.
Aşa dar:

$$\theta_0 = \frac{18}{n} \text{ şi } \theta' = (1{,}05 - 1{,}15)\ \theta_a \qquad (4)$$

Din condiţia de rezistenţă se obţine:

$$\theta_0 + E' \frac{\Delta R}{R} \leqslant \theta' \qquad (5)$$

unde:

$$\Delta\ R = mL \sin\ \alpha.$$

Rezultă:

$$\theta_0 + E' \frac{mL \sin \alpha}{R} \leqslant \theta'.$$

de unde:

$$R \geqslant E' \frac{mL \sin\alpha}{\theta' - \theta_0} = R_0.$$

Pe baza relaţiilor (4) se obţine:

$$R \geqslant \frac{E'\ m.L.n.\ \sin\ \alpha}{1{,}05\ n\theta_a - 18} = R_0. \qquad (6)$$

Colectivul şi-a propus să determine razele de curbură pentru benzile fabricate în Republica Socialistă România, STAS 2077 — 66, şi anume pentru cele două tipuri:

- Clasa *B* cu inserţie din bumbac.
- Clasa *S* cu inserţii din fire sintetice.

Valorile admisibile ale rezistenţei θ_a, s-au luat prin asimilare cu benzile fabricate în Anglia şi S.U.A. [5] pe de o parte (tabela 2) şi cele fabricate în Franţa [4] pe de altă parte (tabela 3).

Tabela 2

Tip de bandă / Ţara şi marca	Rezistenţa θ_a (kg/cm inserţie)							
	Lăţime (305 — 1524 mm) Lăţime (457 — 1524 mm					Tip Cord	Tip Raynile	Tip sup. Raynile
	I	II	III	IV	V			
Anglia	4,5	5,06	5,36	6	—			
S.U.A. (Goodyear)	4,3	4,82	5,36	6,8	7,3	7,3	18	45
S.U.A. (Robins)	4,5	5,4	4,5 ÷ 6,3	6,5 ÷ 8	8,5 ÷ 10,7	⩾9	20	50

Obs.: Specificaţia I — V se referă la greutatea armăturii.

Tabela 3

Tip de bandă / Ţara şi marca	Rezistenţa θ_a (kg/cm inserţie)							
	700		800		950		Cord	
	3 inserţii	5 inserţii	3 inserţii	6 inserţii	3 inserţii	8 inserţii	1 inserţii	4 inserţii
Franţa (Hutchinson)	5,1	4,5	6,2	5	6,9	4,9	20÷46,9	18,2÷42,5

Tabela 4

Tip de bandă	θ_n (kg/cm inserţie) rezist. la tracţiune în urzeală)	θ_a (kg/cm inserţie)		Observaţii
		asimilare cu norme S.U.A.	asimilare cu norme Franţa	
Clasa *B*	70	5,4	5,36	a) Coeficientul de siguranţă admis a fost : $C=13$ (clasa *B*) $C=9$ (clasa *S*)
Clasa *S*	300	32,2	32	b) STAS 2077—66 prevede : $n=2\div7$ inserţii

În ceea ce priveşte benzile de fabricaţie românească, STAS 2077 — 66, s-au asimilat valorile lui θ_a, după un studiu comparativ privind principalele caracteristici fizico-mecanice ale benzilor româneşti şi străine [11].

Se admite pentru banda *B* — $\theta_a = 5{,}4$ kg/cm inserţie, iar pentru banda *S* : $\theta_a = 32$ kg/cm inserţii (tabela 4).

Stabilirea razelor de curbură minime s-a efectuat atît pentru tipul de bandă jgheab clasic (tabela 5 şi diagrama din fig. 2), cît şi pentru tipul de bandă modificat propus de autori [1], rezultatele fiind trecute în aceeaşi tabelă şi diagrama din figura 3, în funcţie de lăţimea *L* a benzii, calitatea de material (unghiul de taluz în repaus φ_0) şi numărul *n* de inserţii.

Din relaţia (6) se observă că spre a avea numai raze pozitive trebuie ca :

$$1{,}05\, n\, \theta_a - 18 > 0,$$

de unde :

$$n > \frac{18}{1{,}05 \cdot \theta_a}.$$

Pentru banda *B*, la care $\theta_a = 5{,}4$ kg/cm inserţie se obţine $n > 3{,}17$, adică practic $n = 4 \div 7$, iar pentru banda *S*, la care $\theta_a = 32$ kg/cm inserţie se găseşte $n > 0{,}532$, adică pentru toate tipurile fabricate în Republica Socialistă România, pentru care STAS 2077—66 prevede $n = 2 \div 7$.

Analizînd diagramele din figura 2, pentru banda clasică tip *B*, se observă că admit curburi mai mari benzile cu număr mare de inserţii în timp ce tipul *S* cu inserţii sintetice prezintă variaţii neînsemnate ale curburilor în funcţie de numărul de inserţii.

Tabela 5

Nr. de inserţii *n*	*L* *m*	Soluţia clasică $\alpha = 20°$, $m = 0{,}3$		Soluţia modificată (α_{optim} ; $m = 1/3$)					
				$\rho_0=22°$ (malţ)		$\rho_0=40°$(ciment)		$\rho_0=70°$ (făină)	
		Tip *B*	Tip *S*	Tip *B*	Tip *S*	Tip *B*	Tip *S*	Tip *B*	Tip *S*
2	0,5	—	1,25	—	3,30	—	3,12	—	2,80
	0,65	—	1,63	—	4,30	—	4,10	—	3,64
	0,8	—	2,00	—	5,30	—	4,98	—	4,46
	1,0	—	2,50	—	6,60	—	6,24	—	5,60
	1,2	—	3,00	—	7,90	—	7,50	—	6,75
	1,4	—	3,50	—	9,20	—	8,75	—	7,84
	1,6	—	4,00	—	10,6	—	10,0	—	8,90
3	0,5	—	1,13	—	2,96	—	2,85	—	2,52
	0,65	—	1,47	—	3,84	—	3,70	—	3,30
	0,8	—	1,81	—	4,75	—	4,55	—	4,06
	1,0	—	2,26	—	5,92	—	5,70	—	5,02
	1,2	—	2,70	—	7,10	—	6,86	—	6,06
	1,4	—	3,14	—	8,35	—	7,94	—	7,05
	1,6	—	3,60	—	9,50	—	9,15	—	8,10
4	0,5	26,8	1,07	71	2,80	67,5	2,68	60	2,37
	0,65	34,9	1,39	92	3,62	88	3,50	78	3,08
	0,8	43,0	1,72	114	4,50	108	4,30	96	3,80
	1,0	53,6	2,14	142	3,60	135	5,36	120	4,75
	1,2	64,5	2,56	170	6,70	162	6,40	144	5,70
	1,4	75,0	3,00	200	7,84	190	7,50	168	6,66
	1,6	86,0	3,42	227	9,00	216	8,55	192	7,56
5	0,5	14,8	1,03	38,5	2,69	37,4	2,62	33,4	2,34
	0,65	19,2	1,33	50,0	3,48	49	3,42	43,5	3,05
	0,8	23,8	1,65	61,5	4,30	59,5	4,20	53,5	3,75
	1,0	29,6	2,06	77	5,38	74,8	5,24	66,8	4,68
	1,2	35,4	2,48	92,5	6,40	89	6,30	80,2	5,60
	1,4	41,2	2,88	107	7,55	104	7,35	93,5	6,56
	1,6	47,2	3,30	123	8,60	119	8,40	107	7,40
6	0,5	11,6	1,02	30,2	2,66	29,2	2,56	25,7	2,26
	0,65	15,1	1,32	39,2	3,44	38	3,34	33,4	2,96
	0,8	18,6	1,63	48,5	4,25	46,6	4,10	41,2	3,62
	1,0	23,2	2,04	60,4	5,32	58,4	5,12	51,4	4,52
	1,2	27,8	2,45	72,4	6,35	70	6,15	61,5	5,42
	1,4	32,4	2,85	84,8	7,46	82	7,15	72	6,35
	1,6	37,2	3,25	96,5	8,40	93	8,20	82,5	7,24
7	0,5	9,75	0,98	25,7	2,60	24,8	2,51	21,9	2,22
	0,65	12,7	1,28	33,4	3,38	32,4	3,26	28,6	2,80
	0,8	15,6	1,58	41	4,16	39,6	4,00	35	3,56
	1,0	19,5	1,97	51,4	5,20	49,6	5,02	43,8	4,44
	1,2	23,4	2,36	61,5	6,22	59,5	6,00	52,5	5,34
	1,4	27,3	2,75	72,2	7,30	69,5	7,05	61,5	6,22
	1,6	31,2	3,20	82	8,30	79	8,00	70	7,10

Benzile de tip *S* se pretează a fi puternic curbate, deci cu raze minime reduse, însă hotărîtor în alegerea razei minime este problema deformaţiilor, care dă raze de curbură mai mari.

4. *Determinarea distanţei maxime între staţiile de rulouri în curbă*

Datorită înclinărilor pe care le capătă banda în pantă, apar apăsări pe rulmenţii rulourilor laterale.

Sarcina pe rulmentul exterior al ruloului înclinat se recomandă să nu depăşească o anumită limită pe care normele americane (Goodyear) o indică la valoarea medie $Q_a = 45$ kgf pentru rulmenţii cu sarcină normală şi cu o durată de funcţionare de 50 000 ore [5].

Această sarcină se datoreşte solicitării radiale provenită din convexitatea benzii, ea adăugîndu-se sarcinii datorită încărcării benzii cu material (fig. 5).

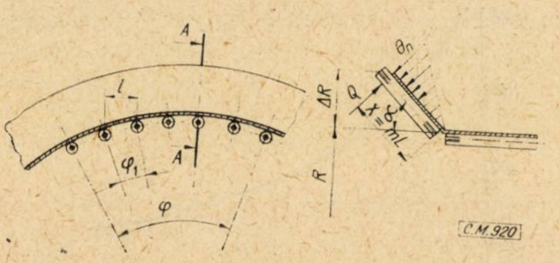


Fig. 5

S-au făcut următoarele notări în figura 5:

- l este distanţa între staţiile de rulouri în porţiunea curbă;
- φ_1 — unghiul de schimbare de direcţie între două staţii consecutive;
- z — numărul staţiilor de rulouri în curbă;
- φ — unghiul la centru al arcului de traiectorie în zona curbă, care se consideră arc de cerc, eventual asimilat cu arc de parabolă.

Se obţin relaţiile evidente:

$$\varphi = z\ \varphi_1;\quad z = \frac{R_0\varphi}{l} = \frac{R_0\ \varphi^\circ\ \pi}{180\,l} \cong \frac{0{,}0175 R_0\ \varphi^\circ}{l}$$

de unde:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{z} = \frac{l}{R_0}.$$

Fie θ tensiunea într-un punct al benzii pe ruloul lateral şi ţinînd seama de înclinarea cu unghiul φ_1, a două linii de rulouri şi de înclinarea cu unghiul α a rulourilor laterale faţă de orizontală, tensiunea normală maximă pe rulou este:

$$\theta_n = 2\theta\ \sin\frac{\varphi_1}{2}\cdot\cos x. \tag{7}$$

Marginea înclinată a benzii, unde există tensiunea cea mai mare θ_n apasă pe rulourile laterale, solicitînd suplimentar rulmenţii acestora.

Suma tensiunilor θ_n cu variaţie liniară, care încarcă ruloul considerat ca o grindă pe două reazeme, determină reacţiuni în legătură cu rulmenţii:

Astfel se obţine reacţiunea Q asupra rulmentului exterior:

$$Q = \frac{2}{3}m\cdot L\cdot\theta\cdot\cos\alpha\cdot\sin\frac{\varphi_1}{2} \tag{8}$$

Pentru unghiuri mici se obţine:

$$\sin\frac{\varphi_1}{2} \cong \frac{\varphi_1}{2} = \frac{l}{2R_0}.$$

Pe de altă parte:

$$\theta = n\cdot\theta' \text{ iar } \theta' = 1{,}05\ \theta_a.$$

Relaţia (8) devine în acest caz:

$$Q = \frac{2}{3}\cdot m\cdot L\cdot n\cdot\theta'\cdot\cos\alpha\cdot\frac{l}{2R_0} \leqslant Q_a.$$

Deoarece $Q_n = 45$ kgf se obţine:

$$l \leqslant \frac{128\cdot R_0}{n\cdot m\cdot L\cdot\theta_a\cdot\cos\alpha} = l_0. \tag{9}$$

Dacă se ţine seamă de valoarea lui R_0 obţinută anterior se găseşte:

$$Q = \frac{l\cdot n\cdot\theta'\ (\theta' - \theta_0)}{3\cdot E'\cdot\operatorname{tg}\alpha} \leqslant Q_a$$

sau: pentru $Q_a = 45$ kgf:

$$l \leqslant \frac{135\cdot E'\operatorname{tg}\alpha}{n\cdot\theta'\ (\theta' - \theta_0)} = l_0. \tag{10}$$

Colectivul nostru şi-a propus ca pe baza relaţiei (9) să determine valorile maxime ale distanţei între staţiile de rulouri în curbă, pentru benzile clasice şi pentru benzile modificate, de maximă productivitate.

Calculul s-a efectuat pentru tipurile de bandă B şi S prevăzute de STAS 2077—66, folosite pentru trei feluri de materiale avînd unghiul de taluz în repaus φ_0: minim (malţ), maxim (făină afînată) şi intermediar (ciment).

Pentru banda clasică, pentru orice material, se obţine din relaţia (9) făcînd $\alpha = 20°$ şi $m = 0{,}3$

$$l \leqslant \frac{454\ R_0}{n\cdot\theta_a\cdot L} = l_0.$$

Valorile calculate sînt trecute în tabela 6, iar diagramele sînt reprezentate în figura 6 pentru banda B şi figura 7 pentru banda S.

În cazul benzilor jgheab de productivitate maximă, propuse de autori [1] relaţia (9) devine:

$$l \leqslant \frac{384\cdot R_0}{n\cdot\theta_0\cdot L\cos\alpha} = l_0.$$

Tabela 6

Tip de bandă	B (θ_a = 5,4 kgf/cm inserţie)				S (θ_a = 32 kgf/cm inserţie)					
n	4	5	6	7	2	3	4	5	6	7
$\frac{R_0}{L}$	54	29,4	23,6	19,5	12,5					
$l_0(m)$	11,3	4,94	3,31	2,34	0,888	0,592	0,444	0,355	0,296	0,254

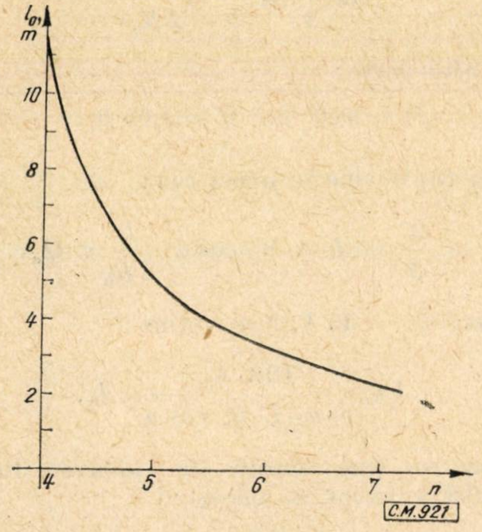


Fig. 6

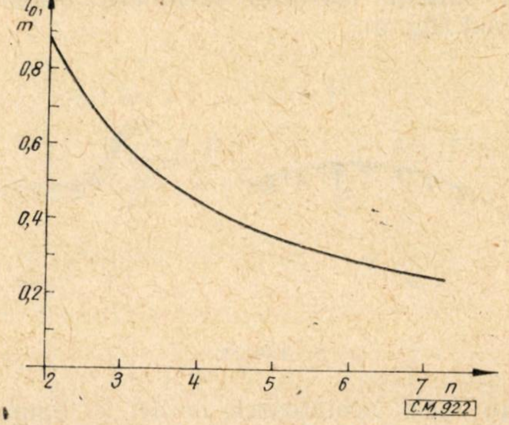


Fig. 7

Tabela 7

Material	Tip de bandă	B (θ_a = 5,4 kg/cm inserţie)				S (θ_a = 32 kgf/cm inserţie)					
	n	4	5	6	7	2	3	4	5	6	7
malţ	R_0/L	142	77	60	51,4	34					
	$l_0(m)$	44	19,1	12,4	9,10	3,65	2,37	1,78	1,42	1,18	1,01
ciment	R_0/L	135	74,5	57,4	49,6	32,2					
	$l_0(m)$	38,2	16,8	10,8	8	3,07	2,04	1,53	1,23	1,02	0,88
Făină afinată	R_0/L	111	67	51,4	43,8	28,6					
	$l_0(m)$	27,8	13,3	8,5	6,2	2,39	1,59	1,20	0,96	0,80	0,68

Tabela 8

		Staţia de rulouri jgheab								Rulouri de întoarcere
Greutate specifică, kgf/dm^3	Mater. fine	<0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	–	–	
	Mater. în vînă	–	< 0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	–	maxim
	Mater. bloc.	–	–	< 0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	
L(mm)	500	1,7	1,7	1,5	1,5	1,4	1,2	1,2	1	3
	650	1,5	1,5	1,4	1,4	1,2	1,2	1,1	0,9	3
	800	1,5	1,4	1,2	1,2	1,1	1,1	1	0,9	3
	1000	1,2	1,5	1,1	1	1	1	0,9	0,9	3
	1200	1.5	1,1	1,1	1	1	0,9	0,9	0,8	2,5
	1400	1,1	1,1	1	1	1	0,8	0,8	0,7	2,5
	1600	1,1	1,1	1	0,9	0,9	0,7	0,7	0,6	2,5

Valorile calculate sînt trecute în tabela 7, iar diagramele în figura 8 pentru banda *B* și figura 9 pentru banda *S*.

Menționăm că în cazul benzilor *S* atît la soluția clasică cît și la cea modificată, calculul lungimilor s-a efectuat adoptînd raportul R_0/L din considerarea deformațiilor, care dă raze de curbură mai mari decît din punctul de vedere al rezistenței.

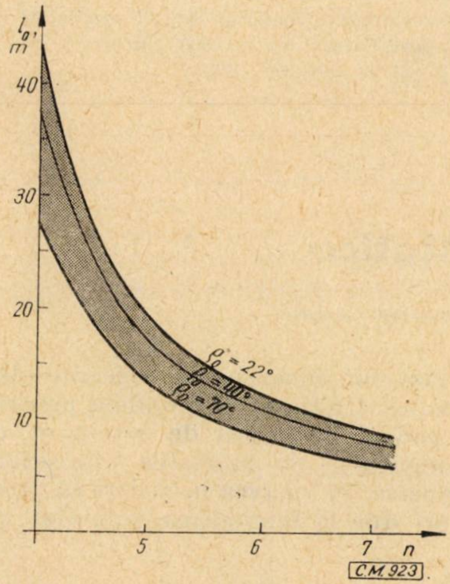


Fig. 8

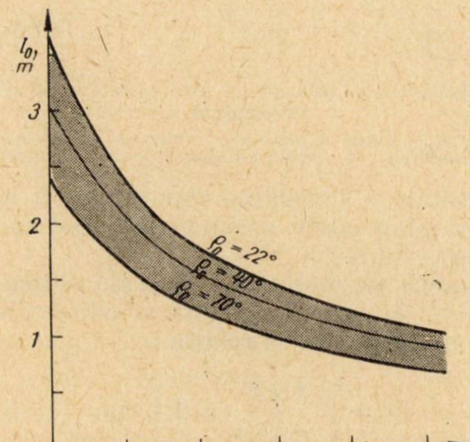


Fig. 9

Distanța dintre stațiile de rulouri calculată cu relația (9) este o distanță maximă, astfel că prin compararea valorilor lui l_0 cu cele de la banda în aliniament, fără curbură, date în tabela 8, în majoritatea cazurilor nu se mai modifică distanța l_0 pentru porțiunea curbată [2], [3].

Distanța l_0 între stațiile de rulouri în metri,

5. *Concluzii*

a) Determinarea razelor de curbură minime R_0 pentru porțiunile curbate convex ale transportoarelor cu bandă jgheab se poate efectua fie din considerarea deformațiilor (alungirii), fie din calculul de rezistență în plan longitudinal.

Se recomandă pentru benzile românești din clasa *B* varianta de calcul la rezistență, care dă raze mari, deci curburi mici, în timp ce pentru benzile din clasa *S* se recomandă calculul la deformații, care necesită raze de curbură mai mari decît din calculul de rezistență.

b) Benzile clasice pot fi curbate cu raze de curbură mai mici decît benzile modificate propuse de autori într-o lucrare anterioară [1].

c) Razele minime calculate pe considerente de deformații nu depind de numărul de inserții.

d) Din calculul de rezistență al benzilor românești s-a constatat că benzile din clasa *B* se pot curba numai dacă au minimum patru inserții în timp ce benzile *S* se curbează indiferent de numărul de inserții.

e) Ambele tipuri de benzi, *B* și *S* admit raze de curbură mai mici, dacă au număr mai mare de inserții.

f) Pentru benzile de tip *S* numărul de inserții practic nu influențează valoarea razei de curbură, diferențele obținute fiind neînsemnate.

g) Calculul razelor de curbură la banda clasică este independent de natura materialului (diagrama din fig. 2), în timp ce la banda de productivitate maximă, valorile depind de unghiul de taluz φ_0 și deci de înclinarea rulourilor laterale. În diagrama din figura 3 s-au calculat razele pentru valorile extreme ale unghiului de taluz precum și pentru o valoare intermediară, obținînd zone de variație pentru R_0 la un anumit număr de inserții.

h) Pentru zonele curbate ale transportoarelor cu bandă colectivul recomandă alegerea distanțelor dintre stațiile de rulouri mai mici decît cele date în tabele.

Valorile din tabelele 6 și 7 sînt valori maxime, astfel că în unele cazuri nu se mai modifică distanța l_0 dată în tabela 8, pentru traseu necurbat.

i) Distanța l_0 între stațiile de rulouri nu depinde de materialul transportat la benzile clasice, în timp ce la cele de maximă productivitate este în funcție de unghiul de taluz și anume scade pe măsură ce crește unghiul de taluz pentru ambele tipuri de benzi *B* și *S*.

j) Pentru benzile de tip *B* distanța maximă între stațiile de rulouri este mai mare, în timp ce la benzile *S*, cu inserții de fire sintetice, se recomandă distanțe apropiate de cele în traseu necurbat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Beschia, R., Răzmeriță, Gh.* Contribuții la studiul transportoarelor cu bandă jgheab, București, Revista Construcția de mașini nr. 4/1969.

[2] *Biaggi, P.* Les convoyerus à courroies caoutchoutées, Paris, Dunod, p. 3—78, 93—138, 205—235, 261—355.
[3] *Bimbenet.* La manutention per bandes transporteuses, în ,,Equipement mécanique'' nr. 28, nov 1962, p. 51—57.
[4] Hutchinson-Transporteurs — Elevateurs, Courroies pour transporteurs, Paris, fără an, p. 80.
[5] Handbook of belting ,,Goodyear'', S.U.A., fără an.
[6] *Bohr, J.* Gurtbandförderer in Bergbau, Freiberg Bergakademie, 1959, p. 72—81.
[7] *Wehméer, K.H.* Grossbandananlagen in der Steine und Erdenindustrie, în ,,Förden und Heben'' 14, Nr. special 1964, p. 217—223.
[8] *Tihonov, N.V.* Konveiernîi transport na rudnikah i karierah, Moscova Gosgorehizdat, 1960, p. 18—27.
[9] *Green, H.* Materials und methods used in the constructions of conveyor Belt, in ,,Mining Electrical an mechanical Engineer'', 39, nr. 458, nov 458, p. 177—178.
[10] *Besson, M.* Evolution des bandes transporteuses, în ,,Revue générale de Mécanique'', nr. 93, oct 1956, p. p. 352—356.
[11] Starea actuală a construcţiilor de maşini de ridicat şi transportat (trad. din l. rusă). Bucureşti, I.D.T., 1963, p. 13—21, 87—91, 227—235.

CZ 621-82.001.24

Calculul grafic al acţionărilor hidrostatice

Ing. Constantin C. CODREANU – Institutul de mecanica fluidelor şi construcţii aerospaţiale – Bucureşti

Deşi acţionările hidrostatice prezintă foarte multe avantaje în comparaţie cu alte tipuri de acţionări, printre care avantaje se numără şi acela al simplităţii constructive şi funcţionale, în activitatea de proiectare se remarcă adesea o reţinere faţă de folosirea acestor acţionări. Tipizarea elementelor componente ale acţionărilor hidrostatice, acţiune foarte utilă, întreprinsă în cadrul M.I.C.M. de către I.C.T.C.M. — Bucureşti încă acum cîţiva ani, a impulsionat introducerea cu mai multă îndrăzneală a acestor acţionări moderne dar nu a risipit cu totul reţinerea proiectanţilor. Explicaţia unei astfel de situaţii nu constă numai în întîrzierea fabricării centralizate a elementelor componente ale acţionărilor hidrostatice — deşi această problemă este de mare importanţă — ci şi în faptul că, pe de o parte, catalogul elementelor tipizate nu a fost încă editat într-o formă grafică adecvată, iar pe de altă parte, literatura tehnică nu a pus la dispoziţia proiectanţilor metode de calcul şi proiectare sintetice, uşor de mînuit.

Articolul de faţă îşi propune să expună în mod succint o metodă de calcul simplă şi destul de precisă, metoda grafică a caracteristicilor statice $\Delta p - Q$, care are şi avantajul de a fi atît de raţională, încît evidenţiază prin ea însăşi particularităţile funcţionale ale unei instalaţii de acţionări hidrostatice.

Expunerea metodei se face pe baza unui exemplu practic. Astfel, se presupune că un organ al unei maşini sau utilaj trebuie deplasat rectiliniu, pe o distanţă X, în ambele sensuri, cu viteza V, forţa necesară pentru deplasare fiind constantă şi egală cu F. O astfel de acţionare poate fi efectuată cu ajutorul unei instalaţii de acţionare hidrostatică ca cea reprezentată schematic în figura 1.

O primă decizie care trebuie luată de către proiectantul acţionării se referă la alegerea domeniului presiunii de lucru din instalaţie. Alegerea presiunii se face în funcţie de caracteristicile pompelor disponibile, de presiunile maxime pentru care sînt dimensionate celelalte elemente componente (tipizate) disponibile pentru folosire în cadrul instalaţiei de acţionare, de ancombramentul şi de greutatea admisibilă pentru acţionare. Se va avea în vedere că presiunile mai mari duc la micşorarea volumlui şi greutăţii totale a instalaţiei dar şi că, în acelaşi timp, randamentele volumetrice scad cu creşterea presiunii.

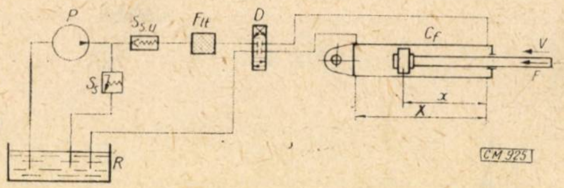


Fig. 1. Schema de principiu a unei instalaţii de acţionare hidrostatică :

P — pompă ; S_{su} — supapă de sens ; F_{lt} — filtru ; D — distribuitor ; C_f — cilindru de forţă ; S_s — supapă de siguranţă ; R — rezervor de lichid.

În funcţie de presiunea nominală aleasă p, se determină diametrul necesar al cilindrului hidraulic de forţă, D'_c, cu relaţia :

$$D'_c = \sqrt{\frac{4}{\pi}\left(\frac{F}{\eta p} + A_t\right)}, \text{ cm}, \tag{1}$$

în care : η este randamentul mecanic al cilindrului de forţă, care se poate lua, în funcţie de presiunea p, egal cu 0,92 — 0,98 ;
A_t — secţiunea tijei pistonului, cm^2 ;

(F se ia în kgf, iar p, în kgf/cm^2). Se alege apoi, dintre diametrele normalizate pentru cilindrii de forţă, valoarea D_c cea mai apropiată de D'_c, după care se calculează diferenţa de presiune a lichidului pe cele două feţe ale pistonului cilindrului de forţă, cu relaţia :

$$\Delta p_p = \frac{F}{\eta(A_c - A_t)}, \tag{1'}$$

în care :

$$A_c = \frac{\pi D_c^2}{4},$$

iar η se poate lua, mai exact, după curbele pentru randamentul mecanic al cilindrilor hidraulici, curbe date în catalogul elementelor hidraulice tipizate, elaborat de I.C.T.C.M.

După cum se observă din figura 1, instalaţia de acţionare hidrostatică este formată, în afară de pompă, din elemente componente legate în serie. Aceste elemente sînt : conducta de la pompa P la supapa $S_{s.u.}$, supapa de sens unic $S_{s.u.}$, conducta de la supapa $S_{s.u.}$ la filtrul F_{lt}, filtrul F_{lt}, conducta de la filtru la distribuitor, distribuitorul D, conducta de la distribuitor la cilindrul de forţă, cilindrul de forţă C_f, conducta de la cilindrul de forţă la distribuitor, distribuitorul şi conducta de la distribuitor la rezervorul de lichid R. Dimensiunile acestor elemente se aleg din catalogul de elemente tipizate, în principal în funcţie de domeniul presiunilor de lucru din instalaţie şi de debitul necesar de lichid. Debitul necesar se determină, în funcţie de viteza V, cu relaţia :

$$Q = A_c V. \qquad (2)$$

Forma de principiu a caracteristicilor $\Delta p - Q$ ale elementelor componente ale instalaţiei este dată în figura 2. Intersecţiile dintre caracteristica pompei şi celelalte cracteristici reprezintă „puncte de funcţionare" ale unor instalaţii elementare care ar fi formate numai din pompă şi fiecare din celelalte elemente.

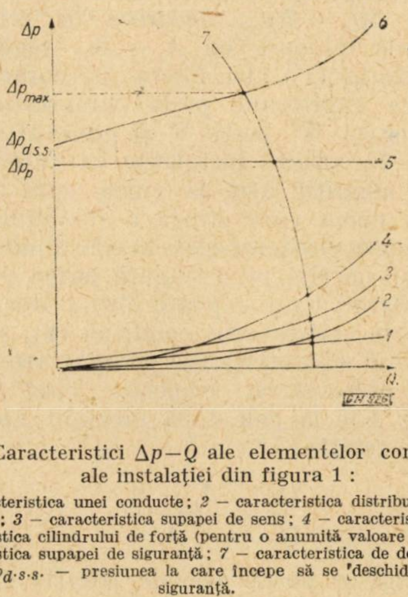


Fig. 2. Caracteristici $\Delta p - Q$ ale elementelor componente ale instalaţiei din figura 1 :

1 – caracteristica unei conducte; *2* – caracteristica distribuitorului (pentru o trecere); *3* – caracteristica supapei de sens; *4* – caracteristica filtrului; *5* – caracteristica cilindrului de forţă (pentru o anumită valoare a sareinii F); *6* – caracteristica supapei de siguranţă; *7* – caracteristica de debit a pompei volumice; $\Delta p_{d \cdot s \cdot s \cdot}$ – presiunea la care începe să se deschidă supapa de siguranţă.

În figura 3 s-au reprezentat cu linie subţire caracteristicile $\Delta p - Q$ ale elementelor legate în serial ale instalaţiei din figura 1, notarea caracteristicilor coincizînd cu notarea elementelor din figura 1 ; în plus, s-a notat cu :

C_{P-D} — caracteristica globală a tuturor conductelor de legătură de la pompă pînă la distribuitor (aceste conducte au, de obicei, acelaşi diametru) ;

C_{D-C} — caracteristica conductei de la distribuitor la cilindrul de forţă ;

C_{C-D} — caracteristica conductei de retur de la cilindru la distribuitor (pentru cazul considerat al deplasării pistonului de la dreapta la stînga) ;

C_{D-R} — caracteristica conductei de scurgere a lichidului de la distribuitor la rezervorul de lichid.

Toate elementele menţionate fiind legate în serie, caracteristica rezultantă a întregului circuit dintre pompă şi rezervorul de lichid (prin cilindrul de forţă) se obţine prin însumarea ordonatelor curbelor caracteristice ale tuturor elementelor (ordonatele curbei distribuitorului D se adună de două ori, deoarece lichidul trece de două ori — în ambele sensuri — prin acesta). În figura 3, caracteristica rezultantă este curba W, obţinută prin însumarea arătată.

Este evident că, dacă nu se schimbă structura circuitului cuprins între pompă şi rezervor, respectiv elementele componente ale acestuia, punctele curbei W sînt puncte de funcţionare posibilă a instalaţiei. Punctul efectiv de funcţionare este determinat de caracteristica debit-presiune a pompei care se alege pentru alimentarea instalaţiei. În cazul problemei puse, organul acţionat de instalaţie trebuind să aibă viteza V, căreia îi corespunde debitul Q_n dat de relaţia :

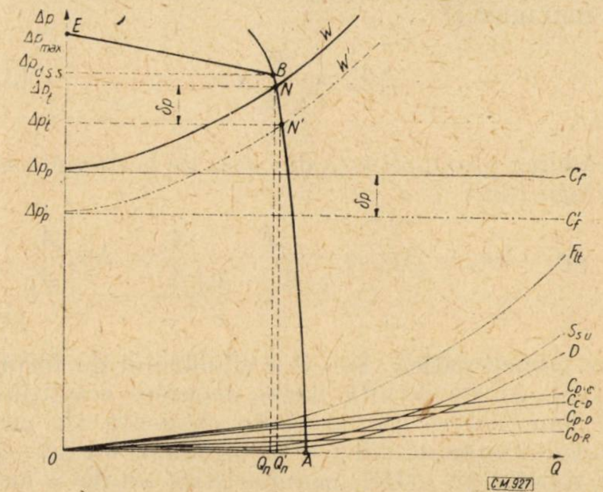


Fig. 3. Caracteristicile $\Delta p - Q$ ale elementelor componente ale instalaţiei din fig. 1, caracteristica globală (rezultantă) a circuitului alimentat şi caracteristica de debitare comună a pompei de siguranţă.

$$Q_n = V (A_c - A_t), \qquad (2')$$

punctul de funcţionare va trebui să fie punctul de intersecţie dintre curba W şi paralela la axa Δp de ecuaţie $Q = Q_n$, adică punctul N (fig. 3). Va trebui deci ca instalaţia să fie alimentată de o pompă care are o astfel de caracteristică, încît, la presiunea Δp_t (ordonata punctului N), să producă debitul Q_n. În figura 3, caracteristica acestei pompe este curba AB.

Supapa de siguranţă S_s este prevăzută în instalaţie (fig. 1) pentru a proteja elementele funcţionale normale împotriva suprapresiunilor care apar la sfîrşitul curselor pistonului înainte de comutarea distribuitorului sau care se pot naşte în cazul blocării, din diferite cauze, a circuitului de acţionare sau a organului acţionat. Conturul ABE reprezintă caracteristica comună a pompei şi a supapei de siguranţă. Această caracteristică limitează funcţionarea oricărui circuit prevăzut cu pompa şi cu supapa de siguranţă respective (indiferent de manevrarea distribuitorului şi de poziţia şi forma curbei W) la puncte de pe conturul ABE. Astfel, cînd pistonul sfîrşeşte una din cursele sale, pompa debitează în rezervor, prin supapa de siguranţă, la presiunea Δp_{max} (fig. 3, punctul E).

La cursa inversă — de la stînga spre dreapta — a pistonului cilindrului de forţă (fig. 1), suprafaţa activă a pistonului este mai mare (cu A_t — secţiunea tijei), astfel încît, forţa rezistentă F fiind aceeaşi, presiunea în cilindru va fi mai mică :

$$\Delta p'_p = \frac{F}{\eta A_c}, \tag{3}$$

scăderea presiunii faţă de cursa de la dreapta la stînga fiind

$$\delta p = \Delta p_p - \Delta p'_p = \frac{F}{\eta (A_c - A_t)} \frac{A_t}{A_c} = \Delta p_p \frac{A_t}{A_c} \tag{4}$$

iar caracteristica $\Delta p - Q$ a cilindrului de forţă, C'_f (fig. 3). Pe de altă parte, deoarece condiţiile de funcţionare ale celorlalte elemente ale circuitului nu se schimbă, caracteristicile lor $\Delta p - Q$ se menţin şi, astfel, caracteristica totală a circuitului dintre pompă şi rezervor va fi curba W', obţinută prin translaţia curbei W pe direcţia axei Δp, în jos, cu δp. Punctul de funcţionare a instalaţiei (în fapt, punctul ale cărui coordonate sînt debitul efectiv al pompei şi presiunea lichidului la ieşirea din aceasta) este deci, în cazul cursei de la stînga la dreapta a pistonului cilindrului de forţă, punctul N' (fig. 3). Presiunea lichidului la ieşirea din pompă este $\Delta p'_t$, mai mică decît Δp_t, ceea ce nu constituie un inconvenient. Debitul de lichid produs de pompă este în acest caz Q'_n mai mare decît Q_n, ceea ce poate face ca viteza de deplasare a pistonului cilindrului de forţă să difere de viteza V impusă pentru deplasarea organului acţionat.

Expresia vitezei pistonului în cursa spre dreapta fiind :

$$V' = \frac{Q'_n}{A_c},$$

iar în cursa spre stînga :

$$V = \frac{Q_n}{A_c - A_t},$$

rezultă că diferenţa vitezelor celor două curse va fi :

$$\delta V = V' - V = V\left(\frac{Q'_n}{Q_n} \frac{A_c - A_t}{A_c} - 1\right) = V(\alpha - 1). \tag{5}$$

Se observă din relaţia (5) că dacă :

$$\frac{Q'_n}{Q_n} \frac{A_c - A_t}{A_c} = 1, \tag{6}$$

atunci $\delta V = V' - V = 0$. De asemenea, dacă $\alpha > 1$, atunci $\delta V > 0$, iar dacă $\alpha < 1$, $\delta V < 0$.

Condiţiile impuse pentru mişcarea organului acţionat decid dacă variaţia de viteză dată de expresia (5) poate fi acceptată. În multe cazuri, o diferenţă de viteză între cele două curse ale pistonului este admisă, iar uneori este chiar de dorit. În astfel de situaţii, punctele N şi N' din figura 3 dau debitele şi presiunile create de pompă în timpul celor două curse ale pistonului.

Condiţia $\delta V = 0$ se poate realiza cel mai simplu prevăzînd pistonul cilindrului de forţă cu tije pe ambele părţi. În acest caz, se obţine, evident, $\Delta p'_p = \Delta p_p$, deoarece în relaţia (3) A_c trebuie înlocuit cu $A_c - A_t$, regăsindu-se astfel relaţia (1'). În figura 3, caracteristica C'_f se va suprapune peste caracteristica C_f, caracteristica W' peste W şi punctul N' peste punctul N, adică, instalaţia va funcţiona în aceleaşi condiţii atît la cursa spre dreapta, cît şi la cursa spre stînga a pistonului.

Realizarea vitezelor egale în cele două curse ale pistonului cu tijă pe o singură parte şi instalaţia din figura 1 nu se poate obţine decît întîmplător prin satisfacerea condiţiei (6), şi anume numai cînd caracteristica pompei are o configuraţie particulară, respectiv cînd raportul debitelor sale la cele două presiuni Δp_t şi $\Delta p'_t$ satisface relaţia :

$$\frac{Q_n}{Q'_n} = \frac{A_c - A_t}{A_c}.$$

Dacă nu se poate accepta soluţia cu piston cu tije pe ambele părţi şi este totuşi necesar ca vitezele pistonului în timpul celor două curse să fie egale, atunci în instalaţia de acţionare trebuie prevăzute, încă de la început, elemente care să permită modificarea caracteristicii W', în aşa fel ca punctul N' să se plaseze pe caracteristica pompei în poziţia corespunzătoare debitului necesar pentru realizarea vitezei impuse a pistonului. Rezolvarea unei astfel de probleme, folosind metoda caracteristicilor $\Delta p - Q$, este pe deplin posibilă.

În concluzie, trebuie subliniat că metoda caracteristicilor $\Delta p - Q$ este o metodă destul de simplă pentru calculul performanţelor statice ale acţionărilor hidrostatice. De asemenea, metoda este foarte folositoare şi în ceea ce priveşte punerea la punct a instalaţiilor de acţionări hidrostatice după proiectarea acestora, deoarece evidenţiază foatre clar influenţele diferitelor elemente componente care au fost prevăzute la proiectare sau care mai trebuie adăugate ulterior. Se poate spune fără exagerare că metoda permite proiectantului ,,să vadă'' ce se întîmplă în instalaţia de acţionare şi să determine astfel în mod operativ măsurile pe care le poate lua pentru a realiza performanţele dorite.

Pentru aplicarea cu maximum de eficienţă a acestei metode este necesar ca să existe caracteristici $\Delta p - Q$ cît mai corect ridicate pentru toate tipurile şi dimensiunile de elemente componente ale instalaţiilor de acţionări hidrostatice. În prezent, catalogul de elemente tipizate întocmit de I. C. T. C. M. conţine multe astfel de caracteristici, care pot fi folosite în proiectare. Se remarcă totuşi lipsa caracteristicilor pentru unele dimensiuni şi trasarea unora prin analogie cu altele, ceea ce nu garantează exactitatea acestora. Din această cauză ar fi de dorit ca uzina care va fabrica centralizat elementele tipizate să ridice în laborator caracteristicile exacte pentru toate tipurile şi dimensiunile de elemente şi să le pună la dispoziţia proiectanţilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schlösser, W.M.J.* şi *Kroonenkerg (van den), H. H.* Graphic analysis of stationary operating conditions of hydrostatic transmissions. În : Hydraulic Pneumatic Power, vol, 12,nr. 141, september 1966.

[2] I.C.T.C.M. — Bucureşti. Catalogul de elemente hidraulice tipizate. Proiecte — tip, 1968.

[3] *Guillon, M.* Étude et détermination des systèmes hydrauliques. Dunod, Paris, 1961.

CZ 621–88

Un deceniu de tipizare, unificare şi agregare în industria constructoare de maşini

Dr. ing. Petre DUMITRESCU — M.I.C.M. – Bucureşti.

În luna iunie 1970 sub egida Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi a Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, au avut loc lucrările Conferinţei de tipizare şi unificare în industria constructoare de maşini.

Organizată pentru prima oară în ţara noastră — consfătuirea s-a bucurat de o largă participare din partea specialiştilor din alte ministere, precum şi din uzinele şi institutele de cercetări şi proiectări din M.I.C.M.

În cadrul lucrărilor, desfăşurate pe secţii, au fost pezentate peste 30 de referate şi comunicări ştiinţifice, abordînd o tematică variată, axată pe realizările obţinute, metodele utilizate în promovarea tipizării, precum şi tendinţele actuale de dezvoltare în acest domeniu.

Ritmul susţinut de dezvoltare a industriei construcţiilor de maşini, consecvent orientat spre producţia de înaltă tehnicitate, are o însemnătate hotărîtoare în sfera de industrializare şi construcţie socialistă a ţării noastre.

În acest context, un rol important în organizarea, perfecţionarea şi specializarea fabricaţiei produselor îl are tipizarea şi unificarea organologică a echipamentelor tehnologice de uz general, a subansamblelor, ansamblelor şi agregatelor de maşini, utilajelor şi maşinilor.

În prezent, tipizarea, unificarea şi agregarea producţiei se impun ca metode eficiente de raţionalizare a producţiei, reducerii substanţiale a sortimentelor de repere şi materiale, majorarea caracterului de serie a fabricaţiei pieselor şi subansamblelor componente, simplificarea pregătirii fabricaţiei, mecanizarea şi automatizarea proceselor tehnologice, avînd favorabile efecte asupra diversificării producţiei în condiţii de economicitate maximă.

Drumul parcurs în cei zece ani de la simpla tipizare dimensională a unor elemente, organe de maşini sau definirea gamelor parametrice a unor familii de produse — la cerinţele prezente de tipizare a produselor complexe, de promovare a unificării şi agregării diferitelor grupe de utilaje şi maşini, unificarea agregatelor, maşinilor şi utilajelor între diferite ramuri industriale (agricultură, construcţii, minerit etc.) a marcat un aport deosebit în dezvoltarea producţiei industriei constructoare de maşini.

Un deceniu de activitate solicită o examinare retrospectivă critică — atît a realizărilor, a carenţelor manifestate, cît şi a principalelor tendinţe de orientare şi dezvoltare viitoare a tipizării şi unificării în industria constructoare de maşini.

Principalele realizări obţinute în domeniul tipizării din industria constructoare de maşini

În industria constructoare de maşini, de după naţionalizare se constată unele preocupări pentru aplicarea principiilor tipizării şi unificării organelor de maşini şi mai ales a echipamentului tehnologic la unele uzine mari, cu profil specializat.

Aşa de exemplu, după anul 1950, sînt elaborate colecţii de norme de tipizare, în special pentru SDV-uri la uzinele Tractorul şi de Autocamioane din Braşov, care apoi s-au extins şi la alte întreprinderi pe măsura dezvoltării cooperării la realizarea produselor acestora.

Aceste norme însă aveau un caracter limitat la preocupările întreprinderilor elaboratoare.

Acţiunea organizată de tipizare şi unificare a organelor de maşini, ansamblelor, subansamblelor, maşinilor şi a echipamentelor tehnologice de uz general a început în cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, în anul 1960.

De la începutul acestei activităţi şi pînă în prezent au fost întocmite şi aprobate un număr de circa 1650 norme de tipizare, circa 150 proiecte tip şi circa 40 materiale tehnice îndrumătoare.

Din analiza lucrărilor de tipizare întocmite pînă în prezent se constată că în prima etapă (1960—1963) au fost elaborate un număr important de norme de tipizare în special pentru echipamentul tehnologic (SDV-uri), iar în a doua perioadă (1964—1969) au fost elaborate norme de tipizare în domeniul maşinilor-unelte, utilajelor pentru industria chimică şi petrolieră, maşinilor de ridicat şi transportat, utilajelor navale etc.

În tabela 1 sînt arătate pe grupe de produse numărul de norme de tipizare care sînt în vigoare şi a căror evoluţie a fost determinată de dezvoltarea diferitelor subramuri ale industriei constructoare de maşini.

În acţiunea de tipizare a echipamentelor tehnologice un aport important l-a adus ICTCM la elaborarea normelor de tipizare cu detalii de execuţie pentru elementele şi subansamblele dispozitivelor pneumatice, capetelor multiaxe pentru maşini de găurit, ştanţelor şi matriţelor de prelucrat la rece şi cald.

În condiţiile actuale, cînd numărul tipurilor de maşini creşte continuu, cînd se accelerează mereu ritmurile lor de perfecţionare şi se măreşte în mod corespunzător frecvenţa lor de înlocuire o deosebită însemnătate prezintă reducerea duratelor şi a costului de pregătire a procesului de fabricaţie al noilor produse.

Utilizarea echipamentelor tehnologice tipizate (îndeosebi la producţia în serii mici), permite să se reducă substanţial consumurile de forţe de muncă şi timp, pentru proiectarea şi execuţia acestuia.

În figura 1 sînt prezentate elementele tipizate a unor dispozitive demontabile, utilizate la maşini-unelte.

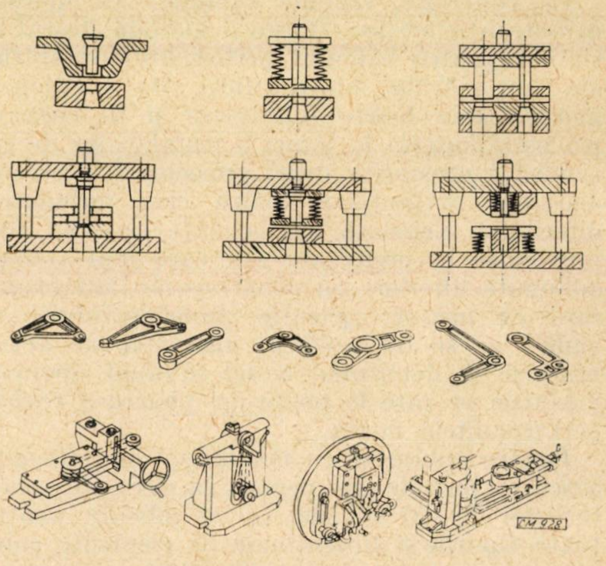


Fig. 1. Construcţiile tip de dispozitive specializate pentru maşini-unelte.

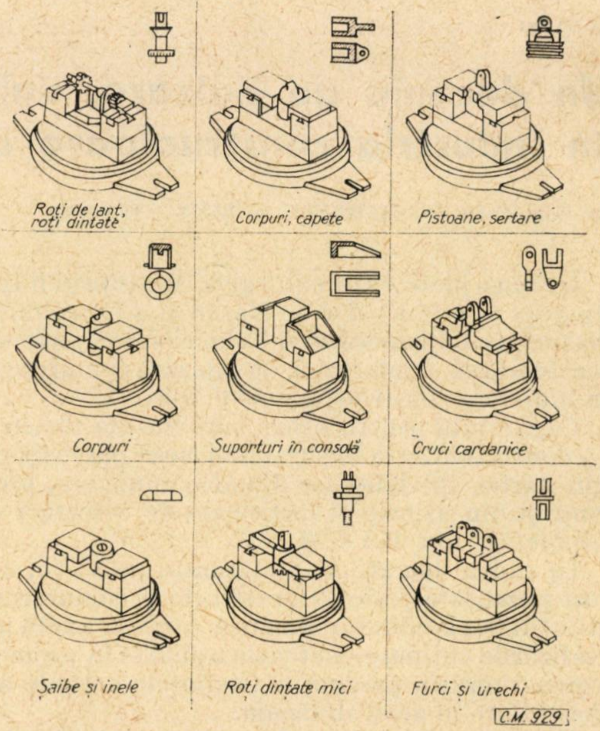


Fig. 2. Construcţiile tip ale dispozitivelor specializate pentru frezare şi găurire.

În figurile 2 şi 3 sînt reprezentate sistemul de dispozitive tipizate universale, de asamblare, utilizate pentru frezare şi găurire. Construcţiile tip compuse din elemente-agregat, constituie principiul de bază pentru formarea unor echipamente tehnologice reversibile cu destinaţie generală în industria constructoare de maşini.

Tabela 1

Nr. crt.	Grupa de produse	NT	PT
1	S.D.V. – uri	970	–
2	Echipament tehnologic pentru turnătorii forje şi tratamente	161	16
3	Utilaje de ridicat şi transportat	18	132
4	Echipament hidraulic şi pneumatic pentru acţionări	67	40
5	Elemente şi ansamble de maşini-unelte şi agregate	163	12
6	Elemente şi ansamble pentru industria chimică şi petrolieră	96	48
7	Elemente şi ansamble pentru nave	87	21
8	Ansamble de maşini şi unelte agricole	22	6
9	Utilaje şi echipamente diverse	32	4
	TOTAL	1616	279

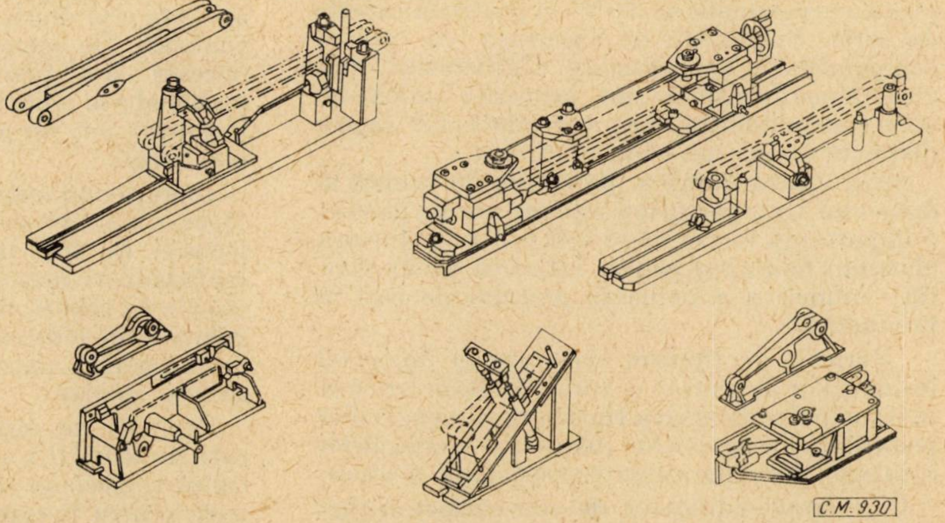


Fig. 3. Dispozitivele de reglare şi schimb pentru menghine universale – reglabile de frezare.

Au fost elaborate şi aprobate un număr de circa 1000 de norme de scule, dispozitive, verificatoare şi anume : 183 norme pentru scule aşchietoare, 453 norme pentru diferite dispozitive, 62 norme pentru verificatoare, 513 norme de SDV-uri pentru turnătorie, forje, tratamente termice, ştanţe, matriţe şi altele.

Fabrica de scule din Rîşnov a elaborat normele de tipizare pentru sculele aşchietoare ce urmau să intre în profilul ei de fabricaţie ca burghie, filiere, freze, diferite alezoare etc. (180 norme).

Sculele de lăcătuşerie şi montaj au fost tipizate de Intreprinderea de unelte şi scule din Braşov, elaborînd peste 60 norme referitoare la şurubelniţe, cleşti, chei, dălţi, dornuri, ciocane etc.

Cuţitele de strung cu plăcuţe din carburi metalice au fost tipizate de uzina „23 August'' (40 norme) iar cuţitele şi sculele auxiliare pentru strunguri revolver şi automate, de uzina de autocamioane din Braşov, Uzina mecanică fină din Sinaia şi Fabrica de rulmenţi din Bîrlad (67 norme).

În domeniul verificatoarelor s-au elaborat norme de tipizare pentru calibrele lise şi filetate de Uzina mecanică din Plopeni şi de Uzina de mecanică fină din Bucureşti, iar pentru calibrele fixe pentru arbori şi butuci canelaţi de Uzina de autocamioane din Braşov.

Un număr însemnat de norme de tipizate au fost elaborate pentru rame de formare, scule manuale de formare şi finisare a formelor de turnătorie de Uzina 23 August, matriţe de turnat sub presiune au fost elaborate de Uzina „Metrom'' din Braşov, matriţe pentru forje de către Uzina de Autocamioane din Braşov, scule manuale de forjat, cleşti manuali şi cu contragreutate suspendate în macara, manipulatoare de forje etc. de către uzina „Progresul'' din Brăila şi altele.

De asemenea s-a acordat o atenţie deosebită utilajelor pentru sectoarele calde (turnătorie forje, tratamente termice), realizîndu-se tipizarea unor utilaje de primă importanţă ca : cuptoare pentru forje şi tratamente termice, dispozitive de răcire a lingourilor, instalaţii de curăţire cu alice, maşini de format, de miezuit, de turnat şi dezbătut, maşini pentru prepararea amestecurilor de turnare şi altele.

Domeniile principale ale acţiunii de tipizare luate în considerare în prima urgenţă au vizat de asemenea necesitatea extinderii mecanizării proceselor tehnologice şi a transporturilor în sectoarele de prelucrări la cald şi în special a turnătoriilor. In această categorie intră pe de o parte transportoarele şi elevatoarele (cu bandă, cu cupe, cu racleţi), iar pe de altă parte utilajele din instalaţiile centrale de preparare a amestecurilor de formare şi miezuire (amestecătoare, maşini de sfărîmare, cernere, uscătoare de nisip etc.), precum şi maşinile de format şi dezbătut.

Pe baza normelor de tipizare aprobate au fost elaborate proiecte tip pentru diferite utilaje, caracterizate printr-un volum ridicat de repere reutilizate de la o tipodimensiune la alta. Astfel au fost elaborate proiecte tip pentru următoarele domenii: echipament tehnologic pentru turnătorii (19 proiecte) echipament tehnologic pentru forje (3 proiecte), echipament tehnologic pentru tratamente termice şi acoperirea metalului (4 proiecte), echipamente hidropneumatice pentru automatizare (9 proiecte), reductoare de turaţie de toate tipurile (6 proiecte).

De remarcat că proiectele tip acoperă un cîmp vast de utilizare ca de exemplu gama de reductoare cu axe paralele (292 tipodimensiuni), la care au fost necesare numai 1030 de repere diferite, ceea ce revine la 3,53 repere distincte pentru un reductor, faţă de circa 70 repere cît are reductorul, realizîndu-se o economie de 44 600 ore de proiectare fără să fie evaluate economiile de SDV-uri pentru fabricaţia de serie. Subliniem de asemenea că pentru echipamentele de acţionare hidrostatică, cele 2900 tipodimensiuni sînt acoperite numai cu 6380 repere diferite, ceea ce revine la 2,2 repere distincte pentru un element tipizat.

Mecanizarea largă a proceselor de muncă în domeniul transporturilor uzinale are în prezent o importanţă foarte mare atît pentru reducerea efortului fizic cît şi pentru ridicarea productivităţii muncii şi a reducerii preţului de cost al producţiei.

Normele de tipizare elaborate în domeniul instalaţiilor de ridicat şi transportat au urmărit în principal restrîngerea tipurilor şi dimensiunilor podurilor şi macaralelor rulante, a macaralelor rotitoare, podurilor rulante suspendate şi altele.

Ca exemplu edificator de concentrare a tipizării acestor utilaje pot fi menţionate realizările obţinute de I.C.P.H.R. — Timişoara, în proiectarea podurilor rulante de uz general, regim greu cu sarcini de ridicare de la 5—50 tf, realizîndu-se circa 80 % din proiecte cu elemente şi ansamble tipizate. De asemenea s-au realizat proiecte tip pentru această grupă de utilaje, precum şi pentru subansamble (cărucioare, mecanisme de translaţie, instalaţii electrice etc.)

Pe baza proiectelor tip realizate, podurile rulante se execută în mod centralizat la uzinele profilate în acest scop (Uzina de construcţii metalice din Bocşa, pentru construcţia metalică şi Uzina mecanică din Timişoara, pentru mecanisme). De reţinut sînt şi preocupările pentru tipizarea elementelor componente ale ansamblelor şi subansamblelor podurilor rulante ca de pildă: cuplaje, lagăre, frîne, cîrlige, reductoare, roţi de rulare, tampoane, blocuri de comandă, limitatoare de sarcini şi curse etc.

În domeniul utilajelor petrolier, o activitate organizată a început să se dezvolte o dată cu înfiinţarea Institutului de proiectări pentru utilaj petrolier — IPCUP — Normele de tipizare elaborate în acest domeniu au cuprins stabilirea seriilor de tipodimensiuni pentru ansambluri şi piese utilizate la utilajele petroliere, ca de exemplu: roţi de lanţ, bolţuri pentru construcţii metalice, tamburi de frînă pentru troli de foraj şi intervenţii, ambreiaje pneumatice, cuplaje, sape cu role etc.

Activitatea de tipizare în domeniul maşinilor agricole desfăşurată de către ICPMA, a avut la bază ridicarea gradului de unificare a ansamblelor şi elementelor componente ale maşinilor agricole şi morărit, în vederea creării premiselor de specializare în producţie. Au fost elaborate de la începutul activităţii de tipizare şi pînă în prezent un număr de 22 norme şi 6 proiecte tip, utilizîndu-se soluţii economice şi ţinîndu-se seama că maşinile agricole lucrează în agregat după tractoarele fabricate în ţară.

În momentul de faţă nivelul tehnic al normelor de tipizare existente în domeniul maşinilor agricole este depăşit, necesitînd revizuiri şi actualizări. De asemenea în acest domeniu este necesar să se precizeze obiectivele de tipizare, stabilindu-se o ordine de importanţă şi urgenţă, încadrată într-un plan de ansamblu pe o durată mai lungă.

În domeniul maşinilor-unelte, ICPMUA a desfăşurat o activitate deosebită în munca de proiectare. Au fost întocmite circa 45 de lucrări, realizîndu-se norme de tipizare pentru arbori, capete de arbori, mînere, ghidaje, lagăre, mese, echipament hidraulic de ungere şi altele pentru maşini-unelte universale, maşini-unelte agregate şi speciale.

Familiile de maşini-unelte universale fabricate de ICPMUA au fost realizate pe baza unei tipizări, plecîndu-se de regulă de la tipurile de bază pentru fiecare familie.

Astfel, maşinile cu portal de frezat longitudinal cu trei tipuri de bază avînd lăţimea mesei de 630, 1000, 1600 mm au fost realizate în 21 variante constructive.

Elementele tipizate care au permis această extindere a proiectelor sînt capetele de lucru, traversele, montanţii, mesele şi altele.

Strungurile carusel realizate în 6 tipuri de bază avînd diametrul platoului de : 1000, 1250, 1600, 2000, 2500 şi 3200 mm permit constituirea a 48 variante constructive.

Elementele tipizate ale acestei familii de maşini sînt: suporţi verticali, avînd sania patrată, în cruce, octogonală, cu turelă automată, suporţii laterali şi cutiile de viteză cu trepte şi variaţie continuă a turaţiilor.

Maşinile de rectificat universal realizate în 16 tipuri de bază cu diametrul şi lungimea maximă de rectificat cuprinsă între : 100 × 300; 100 × 500; 350 × 630; 350 × 1000; 350 × 1500; 350 × 2000 şi 350 × 2500 mm se pot realiza în 96 variante constructive.

Cu toate rezultatele bune obţinute pînă în prezent, trebuie arătat că în activitatea de tipizare şi unificare s-au manifestat unele carenţe şi dificultăţi.

Tipizarea unor utilaje, ansamble sau elemente a avut uneori o sferă restrînsă de utilizare şi aplicare, cum a fost cazul utilajelor pentru forje tipizate de către Uzinele de autocamioane din Braşov, Uzina „Progresul" din Brăila şi Uzina 23 August din Bucureşti.

Se constată că nivelul tehnic al unor lucrări de tipizare nu este uniform, diferind de la o temă (sau grupă de produse) la alta. Astfel, pe lîngă normele elaborate la nivel înalt, bazate pe o documentaţie tehnică de actualitate, o serie de norme au fost elaborate avînd la bază o documentaţie depăşită (bunăoară o parte din SDV-uri) şi datorită acestei situaţii unele din normele aprobate prezintă interes minor şi nu au aplicabilitate în uzine.

De asemenea trebuie arătat că *lipsa unui plan unitar pe ansamblul economiei naţionale* care să precizeze domeniile de activitate între ministere a condus la unele suprapuneri şi paralelisme. Astfel, tipizarea transportoarelor cu bandă, nefiind coordonată pe ansamblul economiei naţionale, acestea au fost tipizate în paralel de către MICM prin ICTCM, de către Ministerul Metalurgiei prin IPROMET, de Ministrul Minelor prin Institutul de Proiectări Miniere şi chiar de către alte ministere.

În cadrul uzinelor şi centralelor industriale cu puţine excepţii, nu există preocupări în sarcina unor servicii distincte care să se ocupe de conducerea metodologică precum şi de controlul activităţii de tipizare, cu urmărirea eficacităţii şi aplicării lor. Aplicarea încă redusă a lucrărilor de tipizare de către uzine şi institute, se datoreşte şi deficienţelor existente în multiplicarea şi difuzarea lucrărilor de tipizare.

Aspectul grafic uneori necorespunzător, capacitatea redusă de multiplicare, sînt de asemenea impedimente în utilizarea documentaţiei de tipizare de către uzine şi institute.

Tendinţe principale generale în dezvoltarea tipizării, unificării şi agregării

Tendinţele actuale în domeniul tipizării, unificării şi agregării se manifestă în special în următoarele direcţii;

— în cadrul diferitelor grupe de maşini compuse dintr-una sau mai multe serii unitare sau în cadrul diferitelor tipodimensiuni de subansamble;

— în cadrul ansamblului grupelor de maşini specifice unei ramuri industriale;

— între utilajele şi maşinile din diferite ramuri industriale.

Acţiunea de tipizare, unificare şi agregare, care se desfăşoară în prezent mai ales în ţările dezvoltate industrial, a dat rezultate încurajatoare şi a avut răsunet deosebit mai ales în RFG, Franţa şi URSS.

Se pot cita ca exemple de unificare a agregatelor şi subansamblelor componente ale maşinilor-unelte, ale maşinilor de ridicat şi transportat, ale maşinilor de construcţii şi rutiere şi altele. Ca exemple de serii unitare de agregate şi subansamble care se pretează la unificare pot fi citate : capete de forţă pentru maşini-unelte agregate, cărucioare de poduri rulante, echipamente de lucru ale maşinilor de construcţii şi ale încărcătoarelor, motoare electrice şi echipamentul electric, sistemele de frînare şi de direcţie, elemente de automatizare şi reglaj, echipamentul de protecţie şi altele.

Acţiunea de unificare în cadrul unor grupe sau a totalităţii grupelor de maşini specifice unei ramuri industriale a luat în prezent o mare amploare în ţările industriale (SUA, RFG, Franţa, Anglia, URSS).

Necesitatea scurtării duratelor de asimilare de la 4...6 ani la 1,2—2 ani, cerinţele moderne de organizare flexibilă a producţiei şi de introducere pe scară largă a automatizării proceselor de producţie au impus fabricaţia unor maşini şi utilaje compuse din agregate şi subansamble tipizate şi unificate a căror durată de asimilare scade în mod considerabil. Trebuie arătat că această acţiune impune forme noi de organizare a proiectării, cercetării şi execuţiei prin organizarea de fabrici specializate de agregate şi utilizarea de linii automate de producţie. Prin unificare se pot realiza maşini şi utilaje alcătuite din 70...80% din agregate unificate, aspect care conduce la simplificarea parcului de maşini, ieftinirea preţului de cost etc.

În producţie, prin unificare şi agregare se va putea trece la organizarea execuţiei specializate de agregate, prin compunerea cărora să se obţină fabricate complete.

Un corolar al unificării şi agregării îl constituie creşterea considerabilă a seriilor de fabricaţie, ceea ce face cu putinţă trecerea la organizarea de linii automate de producţie.

În ţările industriale cu un sortiment bogat de maşini şi utilaje, are o mare importanţă unificarea maşinilor între ramurile industriale, în afara unificării maşinilor din fiecare ramură, acţiune ce se poate solda cu rezultate remarcabile economice.

În figura 4 sînt ilustrate combinaţii posibile de utilizare a echipamentelor tipizate montate pe un tractor monoax. Cu ajutorul acestor echipamente, se pot realiza maşini cu care se pot executa lucrări în cele mai diferite domenii (construcţii, transporturi, foraj, agricultură etc.).

Este un exemplu tipic de utilizare a unor echipamente (maşini) derivate din tractorul monoax. Pe fiecare tipodimensiune de tractor se pot monta circa 20 de echipamente de lucru pentru cele mai diferite destinaţii.

În figurile 5, 6 şi 7 sînt reprezentate alte soluţii de unificare a maşinilor din diferite ramuri industriale, folosindu-se ca bază tractorul pe

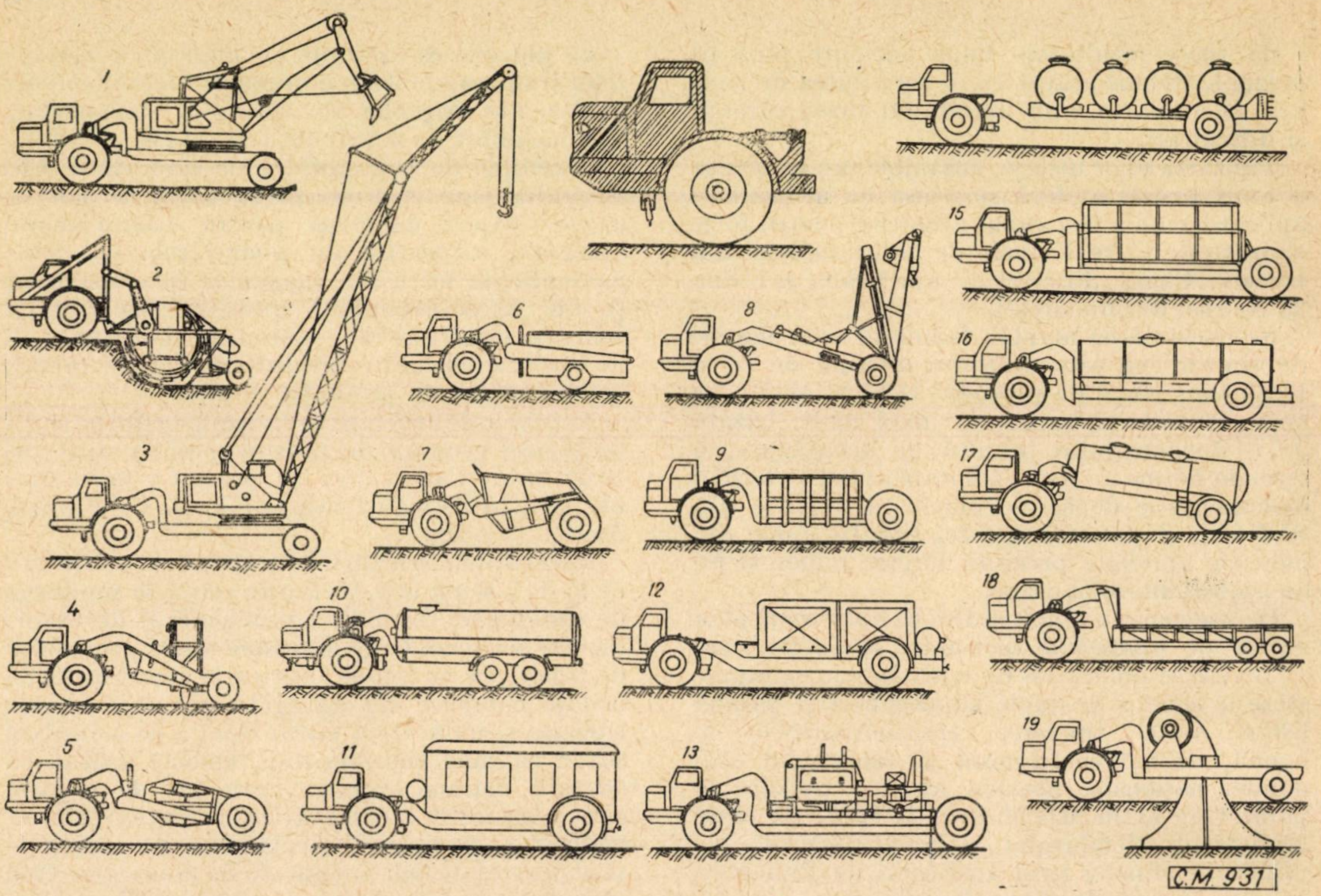


Fig. 4. Mașini de construcții compuse din echipamente tipizate montate pe tractorul de bază monoax :
1 – excavator ; *2* – săpător de șanțuri (canale) ; *3* – macara ; *4* – grede-erlevator ; *5* – screper ; *6* – malaxor de bitum ; *7* – autobasculantă cu descărcare în spate ; *8* – macara cu săgeată nerotativă ; *9* – basculantă cu descărcare laterală ; *10* – cisternă ; *11* – atelier mobil de intervenție și reparație ; *12*–instalație-compresor ; *13* – instalație de pompare ; *14*–cisterne pentru ulei ; *15* – remorcă pentru transportul panourilor prefabricate ; *16*–cisternă pentru transportat bitum ; *17*–cisternă pentru transportat ciment în vrac ; *18* – remorcă joasă pentru transportat ; *19*– instalație pentru foraj geologic.

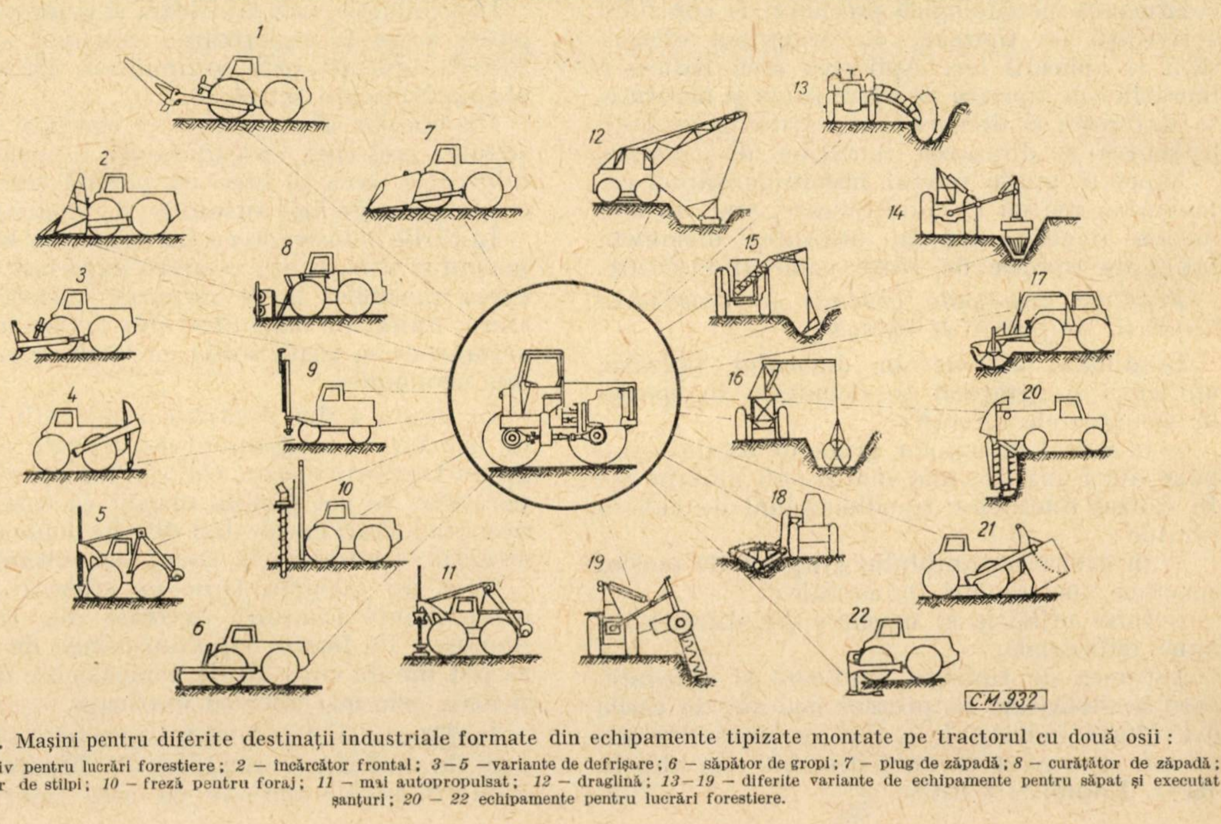


Fig. 5. Mașini pentru diferite destinații industriale formate din echipamente tipizate montate pe tractorul cu două osii :
1 – dispozitiv pentru lucrări forestiere ; *2* – încărcător frontal ; *3*–*5* –variante de defrișare ; *6* – săpător de gropi ; *7* – plug de zăpadă ; *8* – curățător de zăpadă ; *9*– plantator de stilpi ; *10* – freză pentru foraj ; *11* – mai autopropulsat ; *12* – draglină ; *13*–*19* – diferite variante de echipamente pentru săpat și executat șanțuri ; *20* – *22* echipamente pentru lucrări forestiere.

două osii. Pe aceste maşini, se pot adapta pînă la 20—30 de echipamente diferite tipizate (la fiecare tipodimensiune de utilaj de bază).

Echipamentele de lucru fac posibilă utilizarea maşinilor la lucrări diferite (de escavaţii, montaj, lucrări forestiere, agricultură etc.).

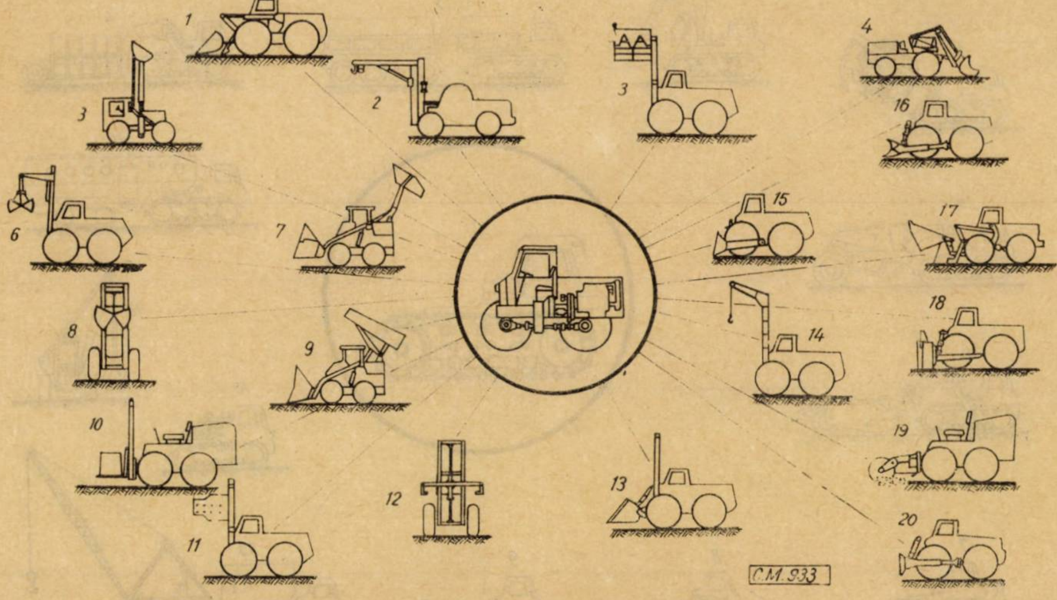


Fig. 6. Echipamente tipizate pentru execuţia diferitelor lucrări de mecanizare în construcţii (excavaţii, încărcări etc.) montate pe tractorul cu două osii :

1 — încărcător pentru lucrări de construcţii ; *2—3* — echipamente macara (două variante) ; *4—5* — variante de încărcător cu cupe ; *6* — graifăr ; *7* — încărcător cu două cupe ; *8* — încărcător pentru materiale în vrac ; *9* — încărcător cu descărcare peste cap ; *10* — încărcător cu furci ; *11* — încărcător cu cleşte ; *12* — încărcător pentru transportul betonului ; *13* — variantă de încărcător cu cupă ; *14* — variantă macara ; *15* — buldozer ; *16* — buldozer universal ; *17* — cupă cu fălci ; *18* — încărcător cu rotor ; *19* — compactor rutier ; *20* — împingător cu screper.

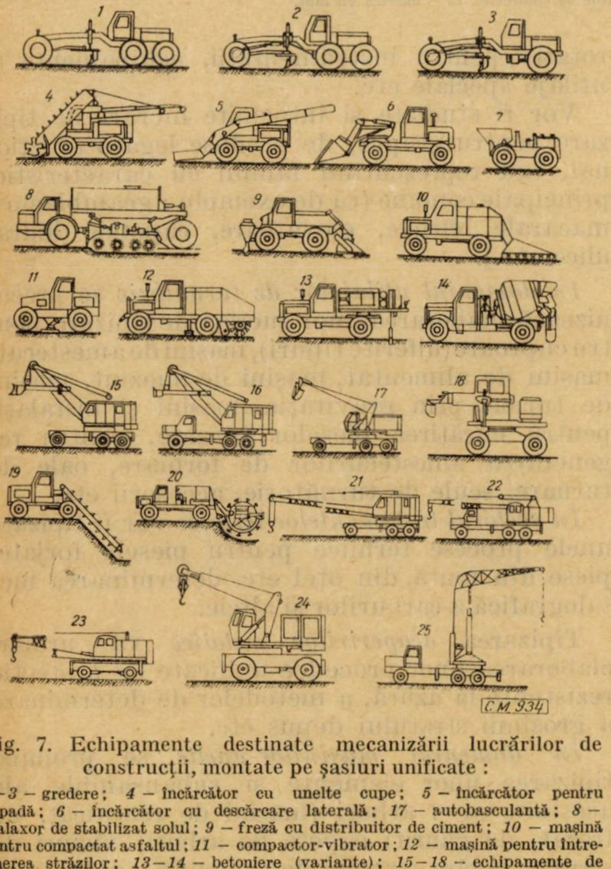


Fig. 7. Echipamente destinate mecanizării lucrărilor de construcţii, montate pe şasiuri unificate :

1—3 — gredere ; *4* — încărcător cu unelte cupe ; *5* — încărcător pentru zăpadă ; *6* — încărcător cu descărcare laterală ; *17* — autobasculantă ; *8* — malaxor de stabilizat solul ; *9* — freză cu distribuitor de ciment ; *10* — maşină pentru compactat asfaltul ; *11* — compactor-vibrator ; *12* — maşină pentru întreţinerea străzilor ; *13—14* — betoniere (variante) ; *15—18* — echipamente de excavare ; *19—20* — săpătoare de şanţuri (diferite variante) ; *21—25* — macarale pentru diferite destinaţii.

Acţiunea poate îmbrăţişa mai multe ramuri conexe, principiile agregării fiind extinse de la o grupă de utilaje dintr-o ramură la alte grupe de utilaje din alte ramuri industriale.

Rezultate excepţionale au fost obţinute la grupele de maşini şi utilaje pentru construcţii, agricultură, industria forestieră, minerit etc., unde circa 60—80 % din procesele tehnologice uzuale se execută mecanizat cu maşini autopropulsate pe pneuri. Evident că problema unificării maşinilor între ramuri are însă multiple implicaţii, ea afectînd zone mari din economia naţională şi necesitînd studii aprofundate înainte de a fi aplicate pe scară naţională. Aceleaşi rezultate remarcabile se obţin utilizîndu-se şasiuri unificate (fig. 8) ale unor maşini pe pneuri (autovehicule) pe care de asemenea se pot constitui diverse echipamente de lucru, de destinaţie generală.

Eficienţa economică a acestor acţiuni poate fi extrem de mare, prin ea realizîndu-se un serios salt calitativ şi cantitativ în producţie, cu rezultate extrem de favorabile în întreţinerea şi reparaţia maşinilor şi utilajelor.

O altă preocupare importantă care în prezent se impune din ce în ce mai accentuat în industria constructoare de maşini este tipizarea proceselor tehnologice. Această activitate presupune stabilirea unor soluţii tip tehnologice pentru un număr diferit de piese care au caracteristici constructive şi tehnologice comune (tehnologia de grup). Prin tipizarea proceselor tehnologice se urmăreşte ridicarea productivităţii muncii, creşterea seriilor de fabricaţie perfecţionarea proceselor de producţie. Se obţine, în general ridicarea gradului de echipare tehnologică a producţiei, folosirea unui utilaj mai perfecţionat, utilizarea unui echipament tehnologic tipizat la prelucrarea unui număr mare de piese, făcînd parte din acelaşi grup.

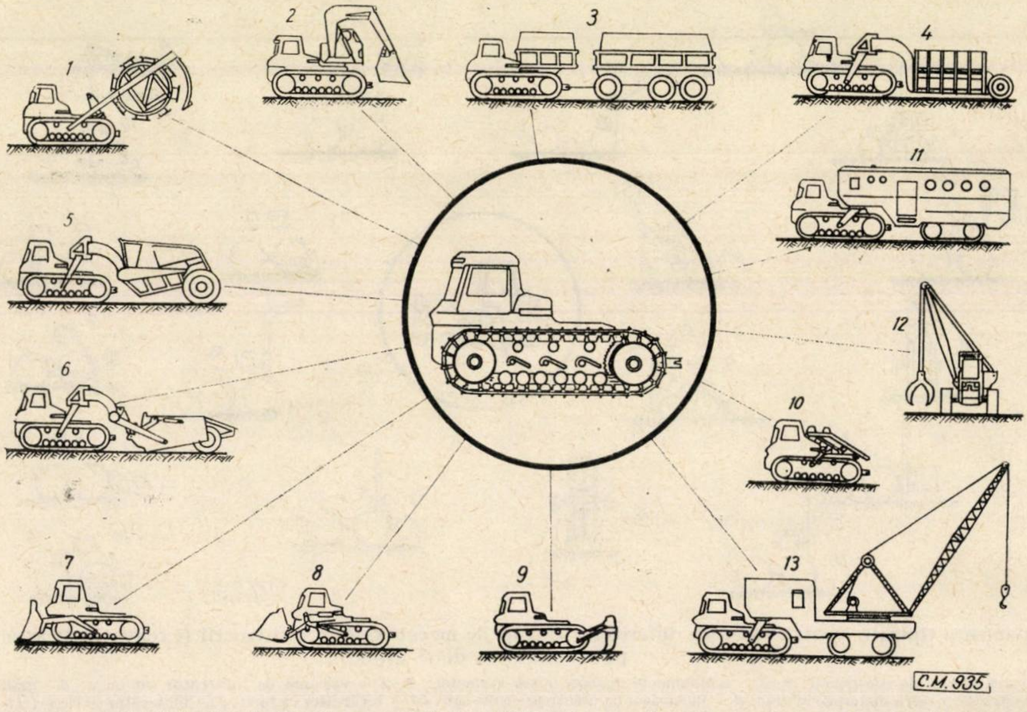


Fig. 8. Echipamente tipizate, destinate mecanizării lucrărilor de construcţii, montate pe tractorul cu şenile : *1* — excavator cu rotor ; *2* — excavator cu cupă ; *3—5*— remorcă ; *6*—screper ; *7*—buldozer ; *8*—încărcător ; *9* —defrişor ; *10* — încărcător special ; *11* — atelier de întreţinere ; *12* — lansator de conducte ; *13* — macara cu lanţ.

Dezvoltarea tipizării şi unificării în industria constructoare de maşini în perioada 1970—1975.

Pentru cincinalul următor va fi intensificată activitatea de raţionalizare şi unificare a pieselor individuale, subansamblelor, ansamblelor de maşini, mecanismelor, SDV-urilor, echipamentelor tehnologice, maşinilor şi utilajelor etc.

Tematica de tipizare pentru perioada 1971—1975 va fi orientată în următoarele direcţii :

— unificarea ansamblelor şi elementelor constructive în vederea măririi seriilor de fabricaţie, îmbunătăţirea specializării, lărgirii cooperării prin dezvoltarea fabricaţiei centralizate ;

— asigurarea calităţii funcţionale la nivelul tehncii mondiale a produselor tipizate ;

— asigurarea interschimbabilităţii detaliilor supuse uzurii, permiţînd reutilizarea reperelor de la o tipodimensiune la alta sau chiar de la un sortiment la altul ;

— reducerea preţului de cost a produselor tipizate şi reducerea importurilor de completare.

În domeniul utilajului petrolier vor fi tipizate echipamentele şi utilajele pentru foraj, utilajele de ridicare şi manevră, utilaje pentru forajul rotativ, pentru instrumentaţii, echipamente şi utilaje speciale etc.

Vor fi studiate şi întocmite lucrări de tipizare pentru grupuri de produse legate funcţional, sau reprezentînd familii cu caracteristici principale comune (ca de exemplu : geamblacuri, macarale, cîrlige, elevatoare, capetele hidraulice etc.).

In domeniul utilajelor de turnătorie se preconizează elaborarea unor lucrări de tipizare pentru cuptoare (diferite tipuri), maşini de amestecat, maşini de alimentat, maşini de miezuit, maşini de turnat prin gravitaţie, maşini şi instalaţii pentru curăţirea pieselor turnate, pentru regenerarea amestecurilor de formare, oale de turnare, scule de turnătorie, accesorii etc.

In sectorul tratamentelor termice vor fi tipizate unele procese termice pentru piesele forjate, piese din fontă, din oţel etc. determinarea metalografică a carburilor şi altele.

Tipizarea *acoperirilor metalice* va urmări elaborarea unor procedee unificate de protecţie rezistente la uzură, a metodelor de determinare a grosimii stratului depus etc.

In domeniul maşinilor-unelte se propune tipizarea unor elemente şi subansamble ale acestora ca : arbori (maşini de rectificat, de frezat, de găurit) capete de arbori, vîrfuri de strung, lagăre, organe de comandă, cuplaje cardanice, instalaţii electrice, pompe manuale, flanșe, bucșe, mese divizoare cu acționare pneumatică etc. Se vor iniția lucrări de tipizare privind organe specifice ale mașinilor-unelte cu comandă program numerică.

În domeniul instalațiilor de ridicat și transportat se propune pentru perioada planului cincinal următor, revizuirea lucrărilor de tipizare întocmite (poduri rulante de uz general pînă la 50 tf, macaralele turn, macaralele siderurgice), reproiectarea mecanismelor de ridicare, translație, cărucioare etc. a unor subansamble și elemente (reductoare, cuplaje, trolii, frîne, roți de rulare, tamburi, cîrlige, cabine, graifere) și altele. Vor fi lărgite gamele tipizate existente (reductoare, frîne, tamburi, instalații electrice) etc.

In domeniul elementelor și instalațiilor de automatizare profilul de tipizare va fi dezvoltat prin întocmirea unor noi lucrări privind tipizarea parametrilor unor aparate industriale, echipamente de telemecanică și de calcul, unificarea unor lucrări de elemente și instalații de automatizare, echipamente electrice pentru mașini-unelte și altele.

In domeniul utilajului chimic și de prelucrare a țițeiului vor fi întocmite lucrări de tipizare a recipientelor cu amestecător, a schimbătoarelor de căldură precum și a unor elemente ca : gusee, plăci tubulare și atele. În legătură cu organizarea producției centralizate de funduri și flanșe laminate la noua uzină de la Rîmnicul Vîlcea vor trebui asigurate din timp documentații de tipizare corespunzătoare.

O dezvoltare importantă de tipizare va avea loc la *utilajele de construcții* unde se întrevede în viitor — concomitent cu asimilarea de noi utilaje — tipizarea mecanismelor cu roți dințate (cutii de viteze, punți), unificarea echipamentelor de lucru pentru diferite destinații (echipamente pentru săpat, pentru ridicat, pentru transportat), la diverse grupe cum sînt : excavatoare, tractoare, echipamente hidraulice și electrice și altele. Se va avea în vedere centralizarea producției de organe de uz general — mecanice și hidraulice — pentru toate uzinele producătoare de utilaje de construcții, așa cum se prevede în studiul de dezvoltare a acestei producții pe anii 1971—1975.

In domeniul construcțiilor navale, tipizarea se va referi la elementele de bază cum sînt : accesoriile pentru punte și corp, mecanisme și instalații de punte, inventar etc. cu respectarea reglementărilor internaționale de navigație, avînd drept principal obiectiv reducerea importurilor prin dezvoltarea producției centralizate.

Programul de dezvoltare tehnică a producției pentru perioada 1971—1975 prevede centralizarea în măsură mai mare a fabricației unor grupe importante de organe și ansamble de mașini de uz general, precum și adaptarea acestei fabricații la cerințele calificate actuale ale tehnicii contemporane.

Astfel tipizarea echipamentelor tehnologice utilizate în măsură din ce în ce mai mare cu minim de adaptări, la echiparea producției contribuie la promovarea fabricației acestora în unități centrale specializate.

În domeniul *sculelor așchietoare* se prevede tipizarea unor noi produse pentru completarea gamelor existente (burghie de precizie, burghie armate cu plăcuțe din carburi metalice, burghie lungi pentru linii automate, alezoare etc.

În domeniul *dispozitivelor, ștanțelor și matrițelor* vor fi tipizate ansamble de utilizare universală (matrițe armate cu pastile din oțel supraaliat, matrițe de construcție monobloc și altele). De asemenea vor fi tipizate fabricația sculelor cu reglaj micrometric, game de capete automate de filetat și altele.

O grupă importantă o vor forma dispozitivele complete pentru prelucrarea simultană a mai multor piese, sau pentru prelucrare continuă, dispozitive pentru automatizarea ciclului de prelucrare (introducerea, prelucrarea și scoaterea pieselor) precum și dispozitive compuse din elemente demontabile (baukasten).

Se propune tipizarea matrițelor și sculelor utilizate pentru forjarea de precizie, atît la rece cît și la cald, precum și tipizarea elementelor de uz comun pentru sistemele de ghidare pe coloane cu bile a ștanțelor prevăzute cu carburi metalice utilizate la diferite domenii (electrotehnică, electronică, mecanică de precizie, optică etc.)

Un program de tipizare deosebit de important va fi realizat în domeniul *organelor de asamblare*, unde adoptarea a numeroase documentații de licență a generat o diversitate nejustificat de mare de tipodimensiuni, ceea ce frînează execuția lor centralizată. Acest program va cuprinde în special organe de asamblare moderne ca : șuruburi cu diferite forme ale capului, din oțeluri de înaltă rezistență, șaibe de siguranță de diferite forme ș.a.

În anexa I sînt prezentate principalele direcții de tipizare pentru produsele industriale pentru intervalul 1971—1975, la care s-a prevăzut după caz, tipizarea completă a acestora, a ansamblelor sau subansamblelor constitutive, a elementelor componente cu precizarea gamelor de dimensiuni sau de variante.

ANEXA I

Principalele direcții de tipizare pentru produsele industriale în intervalul 1971 – 1975

Nr. crt.	Grup de produse	Norme de tipizare noi						Reviz. N.T. exist.	Obs.
		Game tipizate			unicate				
		Prod. fin.	Subans.	Repere	Prod. fin.	Subans.	Repere		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Tractoare	–	+	+	–	–	–	–	
2	Pompe pt. lichide – centrifuge – cu piston – cu pistonașe – cu șurub etc.	+	+	+	–	–	–	–	
3	Ventilatoare Ventilatoare uz general Inst. condiț. aer	+	+	+	–	–	–	–	
4	Motoare cu ardere internă	–	+	+	–	–	–	–	
5	Compresoare și pompe de vid	+	+	+	–	–	–	–	
6	Vehicule auto pentru persoane Autoturisme Autobuze Motociclete Troleibuze	–	+	+	–	–	–	–	
7	Vehicule auto pt. mărfuri Autocamioane Autobasculante Autocisterne Autotractoare Remorci auto	–	+	+	–	–	–	–	
	Motoare pneumatice	+	+	+	–	–	–	–	
9	Locomotive CF Diesel Electrice	–	+	+	–	+	+	–	
10	Locomotive de mină Diesel Electrice	–	+	+	–	+	+	–	
11	Vagoane C.F. călători	+	+	+	–	+	+	–	
12	Vagoane C.F. marfă	+	+	+	–	+	+	–	
13	Vagoane uzinale – metal lichid – turnare – lingotiere	+	+	+	–	+	+	+	
14	Vagoane de marfă ecartament îngust	+	+	+	–	+	+	–	
15	Vagonete	+	+	+	–	+	+	+	
16	Nave maritime		+ (××)	+	–	+	+	–	*) Cargouri și alte nave utilitare
17	Nave maritime	–	+	+	–	+	+	–	**) Utilaj auxiliar
18	Nave fluviale transport		(××) +	+	–	+	+	+	
19	Macarale rotitoare	–	+	+	–	+	+	+	
20	Macarale rulante cu platformă	–	+	+	–	+	+	–	
21	Poduri rulante	–	+	+	–	+	+	–	
22	Macarale diverse speciale	–	+	+	–	+	+	–	
23	Ascensoare	–	+	+	–	+	+	–	
24	Transportoare și instalații de transport pneumatice	–	+	+	+	+	+	+	
25	Elevatoare	–	+	+	+	+	+	–	
26	Încărcătoare Descărcătoare Împingătoare Basculatoare	+	+	+	+	–	–	–	
27	Utilaje pentru transporturi interne uzinale	+	+	+	+	–	–	–	

continuare anexa 1

Nr. crt.	Grup de produse	Norme dn tipizare noi						Reviz. N.T. exist.	Obs.
		Game tipizate			unicate				
		Prod. fin.	Subans.	Repere	Prod. fin.	Subans.	Repere		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
28	Mecanisme de ridicat	+	+	+	+	+	+	+	
29	Mașini și utilaje pentru turnătorii								
	— preparare	—	—	—	+	—	—	+	
	— formare	—	—	—	+	—	—	+	
	— miezuire	—	—	—	+	—	—	+	
	— turnat	—	—	—	+	—	—	—	
	— cuptoare topit	—	—	—	+	—	—	—	
	— mașini și instal. auxiliare	—	—	—	—	—	—	+	
	— curățătorii	—	—	—	+	—	—	+	
30	Mașini și utilaje pentru forje-cuptoare	—	—	—	+	+	—	+	
	— prese	+	+	+	—	—	—	—	
31	Mașini de îndoit țevi	—	—	—	+	—	—	—	
	— utilaje transp.	—	—	—	—	—	—	+	
32	Mașini și utilaje pentru tratamente termice								
	— cuptoare cu flacără	—	—	—	+	—	—	—	
	— cuptoare electrice cu cameră	—	—	—	+	—	—	—	
	— cuptoare electrice verticale	—	—	—	+	—	—	—	
	— băi de săruri și ulei	—	—	—	+	—	—	+	
33	Strunguri								
	— strung paralel	—	+	+	+	—	—	+	
	— strung carusel	—	+	+	+	—	—	+	
	— strung automat	—	+	+	+	—	—	+	
	— strung	—	+	+	+	—	—	+	
	— strung monooperație	—	+	+	+	—	—	2	
34	Mașini alezat și frezat	—	+	+	+	—	—	+	
35	Mașini de frezat	—	+	+	+	—	—	+	
	— mașini frezat sculărie								
	— Idem verticală								
	— Idem universală								
	— Idem portală								
	— Maș. frezat și centrat axe								
	Dispozitive și mecanisme auxiliare mașini-unelte	—	+	+	+	—	—	+	
	Seping	—	+	+	+	+	—	—	
	Mașini de prelucrat roți dințate	—	+	+	+	—	—	—	
	Mașini de rectificat	—	+	+	+	—	—	—	
	Maș. rect. universală								
	— Idem exterior								
	— Idem fără centre								
	— Idem interior								
	— Idem plan								
	— Idem pt. bile								
	Mașini de ascuțit	—	+	+	+	—	—	—	
	Mașini pentru prelucrări foarte fine	—	+	+	+	—	—	—	
	— supranetezire								
	— honuit								
	Mașini de dințat pile	+	+	+	—	—	—	—	
	Elemente de mașini în general								
	— organe de asamblare fixă și siguranță	—	—	+	—	—	—	+	
	— organe de acuplare	—	—	+	—	—	—	+	
	— organe transmiterea mișcării	—	—	+	—	—	—	—	
	arbori	—	—	+	—	—	—	—	
	biele	—	—	+	—	—	—	+	
	angrenaje								
	etc.								

continuare anexa 1

Nr. crt.	Grup de produse	Norme de tipizare noi						Reviz. N.T. exist.	Obs.
		Game tipizate			unicate				
		Prod. fin.	Subans.	Repere	Prod. fin.	Subans.	Repere		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	— organe ghidaj	—	—	+	—	—	—	—	
	lagăre ⁅	—	—	+	—	—	—	+	
	glisiere	—	—	—	—	—	—	—	
	etc.								
	— organe suport (batiuri)								
44	Scule aşchietoare								
	— strunjire rabotare	—	—	—	—	—	—	+	
	— frezare	—	+	+	—	—	—	+	
	— găurire	—	—	+	—	—	—	+	
	— alezare	—	+	+	—	—	—	+	
	— prelucrare roţi dinţate	—	+	+	—	—	—	+	
	— ferestrae	—	—	+	—	—	—	+	
	— scule manuale	—	—	+	—	—	—	+	
	— pietre rectificat	—	—	+	—	—	—	+	
	— scule suprafinisat-fin	—	—	+	—	—	—	+	
45	Dispozitive pt. industria prelucrătoare prin aşchiere								
	— Dispozitive tip	+	+	+	—	—	—	+	
	— Disp. speciale pt. tehn. de grup	+	+	+	—	—	—	—	
	— Subansamble tip de dispozitive	—	+	+	—	—	—	+	
	— Elemente amovibile (bankasten) etc.	—	—	+	—	—	—	+	
46	Verificatoare pt. prelucrarea prin aşchiere								
	— Verif. universale	—	+	+	—	—	—	+	
	— Verif. speciale	—	+	+	—	—	—	+	
47	S.D.V. turnătorie	—	+	+	—	—	—	+	
48	S.D.V. Foraje	—	+	+	—	—	—	+	
49	S.D.V. Trat. term.	—	+	+	—	—	—	+	
50	S.D.V. ştanţărie-deformare	—	+	+	—	—	—	+	
51	S.D.V. Montaj, cazangerie								
52	S.D.V. tîmplărie	—	+	+	—	—	—	+	
53	S.D.V. vopsitorie	—	+	+	—	—	—	+	
54	S.D.V. speciale	—	+	+	—	—	—	+	

CZ 621.43

Probleme ale motoarelor moderne

Prof. dr. ing. Robert EBERAN-EBERHORST — Institutul pentru motoare cu ardere internă şi autovehicule al Politehnicii din Viena — Austria

Motorul rapid pentru automobil a cunoscut, în ultimele decenii, o dezvoltare uimitoare, limitele căreia fiind astăzi încă dificil de cuprins. Motoare de curse cu turaţii pînă la 22 000 rot/min, cu viteze medii ale pistonului pînă la 22 m/s şi cu putere specifică pînă la 210 CP/litru motoare cu admisiune normală, care acum 25 de ani erau considerate ca imposibil de realizat, sînt astăzi cunoscute cel puţin de către experţii în materie.

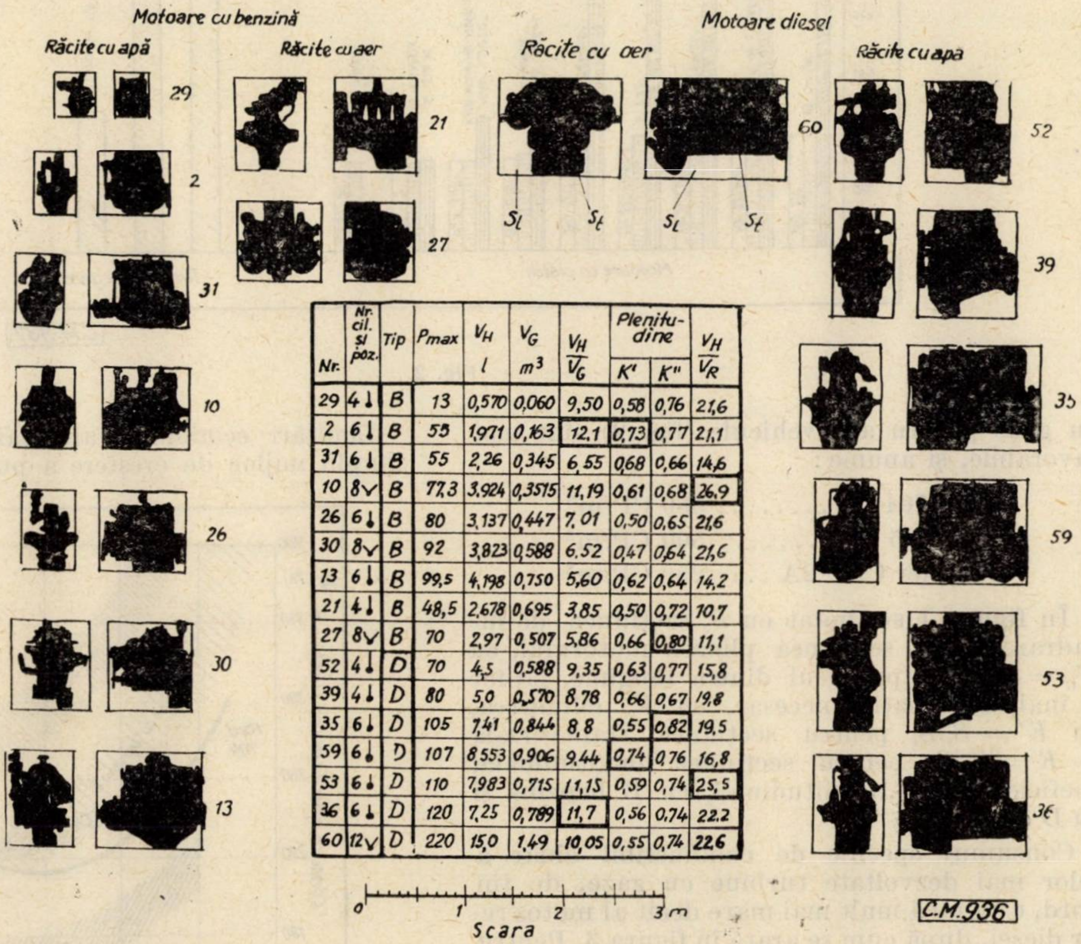
Utilizatorul este de obicei surprins de faptul că cererile sale privind performanţele — viteză, fiabilitate, mers liniştit şi economie — încă n-au fost complet satisfăcute şi nu ia în considerare cît de mult a crescut valoarea utilă a automobilului şi nici faptul că, în acest scop, sînt ridicate continuu noi probleme rezultate din motorizarea cu caracter de masă şi din necesitatea asigurării securităţii în circulaţie — probleme a căror soluţionare devine din ce în ce mai dificilă pe măsură ce ne apropiem de formula funcțională perfectă, ideală. Pe de altă parte, o dezvoltare în sensul perfecționării se poate impune numai dacă este în același timp și ieftină.

Dezvoltarea motorului de automobil este caracterizată în prezent de următoarele cerințe și tendințe dominante :

1) lupta pentru presiuni medii efective mai mari, combustibili nedetonanți și camere de ardere nedetonante ;

2) realizarea unor performanțe înalte ale motoarelor cu gabarite cît mai scăzute ;

3) tendința spre presiuni medii efective înalte sau moment-motoare mari realizate prin îmbunătățirea formării amestecului aer-combustibil într-un domeniu larg de turații ;



Nr.	Nr. cil. și poz.	Tip	P_{max}	V_H l	V_G m^3	$\frac{V_H}{V_G}$	Plenitudine		$\frac{V_H}{V_R}$
							K'	K''	
29	4↓	B	13	0,570	0,060	9,50	0,58	0,76	21,6
2	6↓	B	55	1,971	0,163	12,1	0,73	0,77	21,1
31	6↓	B	55	2,26	0,345	6,55	0,68	0,66	14,6
10	8V	B	77,3	3,924	0,3515	11,19	0,61	0,68	26,9
26	6↓	B	80	3,137	0,447	7,01	0,50	0,65	21,6
30	8V	B	92	3,823	0,588	6.52	0,47	0,64	21,6
13	6↓	B	99,5	4,198	0,750	5,60	0,62	0,64	14,2
21	4↓	B	48,5	2,678	0,695	3,85	0,50	0,72	10,7
27	8V	B	70	2,97	0,507	5,86	0,66	0,80	11,1
52	4↓	D	70	4,5	0,588	9,35	0,63	0,77	15,8
39	4↓	D	80	5,0	0,570	8,78	0,66	0,67	19,8
35	6↓	D	105	7,41	0,844	8,8	0,55	0,82	19,5
59	6↓	D	107	8,553	0,906	9,44	0,74	0,76	16,8
53	6↓	D	110	7,983	0,715	11,15	0,59	0,74	25,5
36	6↓	D	120	7,25	0,789	11,7	0,56	0,74	22.2
60	12V	D	220	15,0	1,49	10,05	0,55	0,74	22,6

Fig. 1

4) stăpînirea arderii complete a combustibilului în motor fără prezența noxelor în gazele de evacuare.

Raportul de comprimare și cifra octanică. Creșterea raportului de comprimare și a cifrei octanice a benzinei a ajuns la un apogeu aproximativ în 1960. Încă din 1959 opiniile experților, exprimate la Congresul mondial al petrolului din New York, au fost că o creștere a cifrelor octanice peste 100 ar deveni atît de costisitoare încît un cîștig real în capacitatea transporturilor prin mijlocul unei creșteri a puterii este dubitabil. Creșterea raportului de comprimare peste 10, în adevăr, nu a corespuns așteptărilor, cu formele cunoscute ale camerelor de ardere și cu condițiile turbulenței în acestea. S-au produs noi și inacceptabile fenomene perturbatorii de ardere care au frînat tendința de creștere a raportului de comprimări. Cu toate acestea, tendința semnalată a reapărut o dată cu folosirea amestecurilor stratificate și cu posibilitatea de a controla turbulența.

Performanțe și spațiul necesar. O importanță deosebită este astăzi acordată motorului compact din dorința de a crește spațiul aferent pasagerilor și bagajelor. Datorită ancorajelor de cauciuc care reduc vibrațiile și zgomotul motoarele compacte cu 4 și 6 cilindri în V s-au bucurat de o aplicație întinsă cu toate că, în ceea ce privește echilibrajul și reglarea aprinderii, ele nu sînt nici pe departe soluții ideale.

Cubul în care este cuprins un motor reprezintă utilizarea spațiului. A devenit posibilă amenajarea într-un metru cub a aproximativ 12 litri de cilindree, după cum se arată în figura 1.

Cel mai avansat motor diesel realizează o performanţă de compactitate de aproximativ 200 CP/m³. Valorile echivalente ale turbinelor cu gaze pentru autovehicule (fig. 2) sînt mai favorabile, şi anume :

Fond 704	580 CP/m³
GM 305	500 CP/m³
Chrysler CR—2A	250 CP/m³

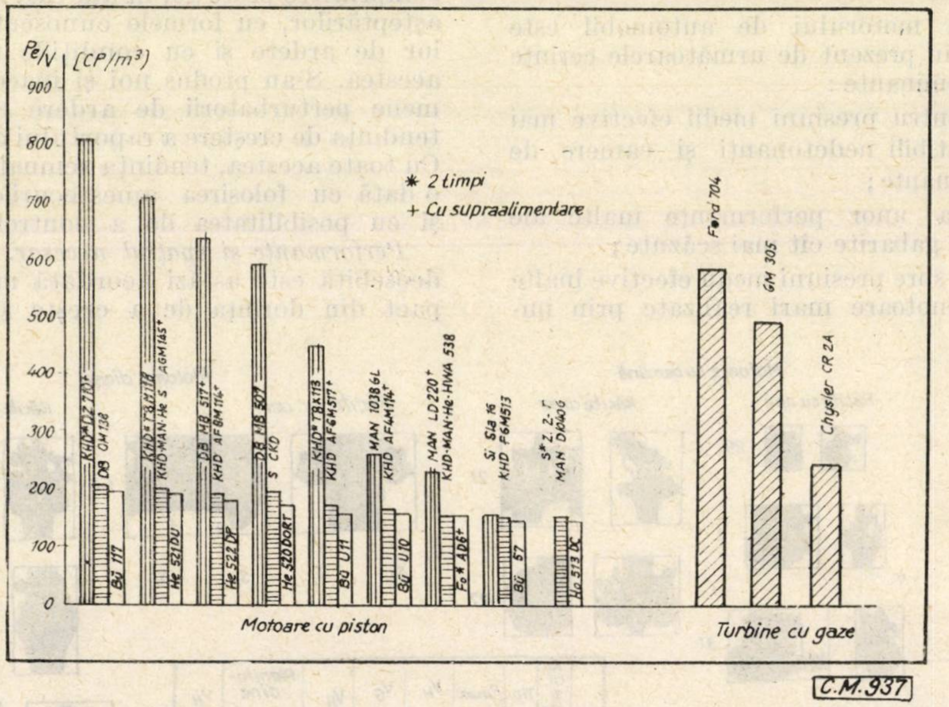


Fig. 2

În figura 1 s-a notat cu S_c secţiunea de încadrare, cu S_p secţiunea plină a motorului, cu $V_G = L.B.H$ (produsul dintre lungime, lăţime şi înălţime) spaţiul necesar, cu V_H cilindreea, cu $K' = S_t/S_t$ pentru secţiunea transversală şi $K = S_t/S_l$ pentru secţiunea longitudinală, coeficienţii de ,,plenitudine'', cu B benzină şi cu D diesel.

Consumul specific de combustibil chiar a celor mai dezvoltate turbine cu gaze, de tip Ford, este încă mult mai mare decît al motoarelor diesel, după cum se arată în figura 3. Pentru a se compara economic cu motorul cu piston, ar fi necesară o turbină cu gaze cu două etaje, cu compresor cu două trepte, un schimbător de căldură şi palete de ghidare reglabile. În cazul turbinelor cu această componenţă, costul pe cal putere ar fi mult superior celui corespunzător motorului cu piston. Pentru motoarele unor maşini de război, la care nu se luau în considerare limitările constructive şi costurile, deoarece se cerea cea mai mare concentrare posibilă, s-au realizat încă acum 30 de ani rapoarte putere/spaţiu de 700 la 800 CP/m ³.

Aceste cifre ar trebui luate în considerare cînd se compară motoarele cu piston cu turbinele cu gaze.

Limitări economice afectează pe cel mai simplu mijloc de creştere a puterii motoarelor cu piston, care este mărirea turaţiei, ceea ce antrenează reducerea mărimii motorului ca de pildă în cazul automobilelor pentru curse. Un motor cu opt cilindri, de un litru, poate ajunge

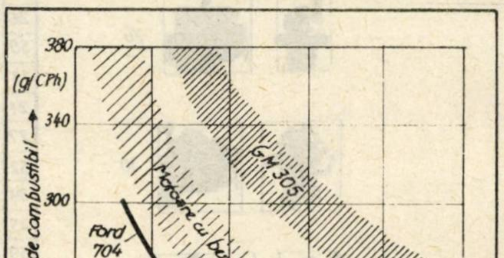


Fig. 3

teoretic la turația dublă a unui motor cu un cilindru, de un litru, deci să dubleze puterea litrică. Dar costul pe cal putere va fi mult mai mare.

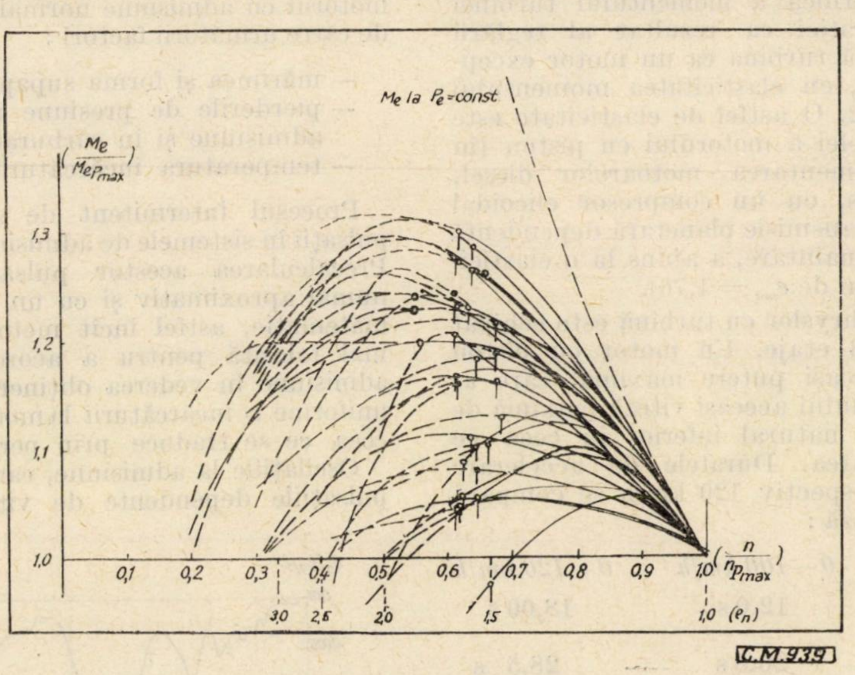


Fig. 4

Caracteristica momentului motor. Dezvoltarea momentului motor, sau a presiunii medii efective, față de turație este de mare importanță pentru performanța de accelerare și capacitatea de urcare a pantelor de către autovehicul. Termenul de elasticitate este conferit motoarelor la care, o dată cu descreșterea turației, momentul motor dovedește creșteri mari; Flossel a numit această proprietate „elasticitatea momentului motor" și a definit-o prin intervalul de turație dintre puterea maximă și momentul motor maxim.

Examinînd curbele momentelor motoare ale unor autoturisme moderne (fig. 4), trasate pentru valori egale ale turației și momentelor, devine evidentă extrem de variabilă elasticitate a momentului motor, neputîndu-se vorbi de o tendință standard în ceea ce privește elasticitatea. O elasticitate a momentului între 18 și 27 % de creștere a momentului este cea mai frecventă ($l_n = 2{,}0$).

Motoarele de mare performanță au de obicei o curbă de moment motor foarte plată; ele sînt deci neelastice, ceea ce este o condiție naturală, deoarece sînt reglate pentru moment maxim la turația maximă adică la cea mai mare putere posibilă.

Însemnătatea caracteristicilor de moment pentru performanțele de conducere a autovehiculului este demonstrată prin compararea timpilor de accelerare de la 0 la 80 sau 100 km/h fig. 5) pentru un autoturism echipat cu motoare de elasticitate diferită și cu un raport putere/greutate de 28,5 CP/t, echipat cu cutii de viteze cu 3, 4 și 5 trepte. Diferența în durata de accelerare pentru elesticitatea momentului motor de 1 și 1,4 este mai cu seamă evidentă cu o cutie de viteze cu 3 trepte ($t_{100} = 27{,}5$ și respectiv 40 s). De asemenea, se remarcă faptul că motorul neelastic ($e_{em} = 1$) echipat cu o cutie de viteză de 5 trepte este echivalent cu o cutie de 3 trepte și cu un motor elastic ($e_{ma} = 1{,}3$).

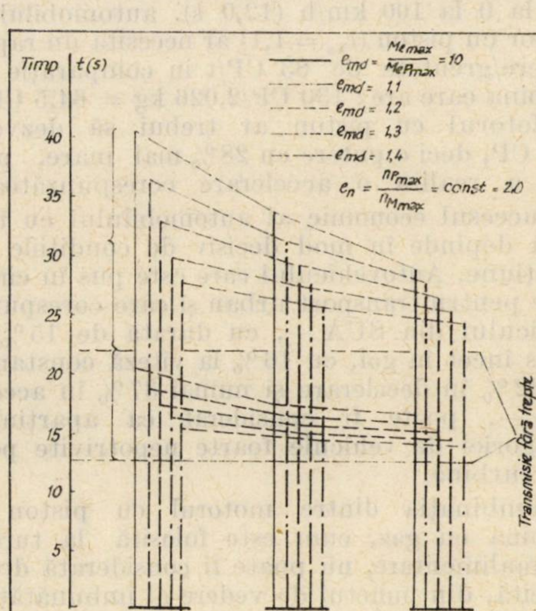


Fig. 5

Devine deci clar faptul că turbina cu gaze are un avantaj mare la autovehicule, deoarece ea se apropie de situaţia ideală a transformării continue a vitezei şi momentului.

Creşterea puternică a momentului turbinei a reducerea turaţiei ca rezultat al reglării paletelor, clasifică turbina ca un motor excepţional de elastic, cu elasticitatea momentului motor egală cu 2. O astfel de elasticitate este net superioară celei a motorului cu piston (în Anglia, supraalimentarea motoarelor diesel, fabricate Perkins, cu un compresor elicoidal comandat de o transmisie planetară dependentă de rezistenţa la înaintare, a ajuns la o elasticitate a momentului de $e_{md} = 1{,}76$).

Automobilul Chrysler cu turbină este echipat cu o cutie cu 3 etaje. Un motor cu piston neelastic, de aceeaşi putere maximă, care ar conferi automobilului aceeaşi viteză maximă de 176 km/h, este natural inferior în ceea ce priveşte accelerarea. Duratele de accelerare de la 0 la 100 respectiv 120 km/h se compară după cum urmează:

		0—100 km/h	*0—120 km/h*
Turbina		12,0 s	18,00 s
Motorul cu piston	(a)	20,8 s	28,5 s
	(b)	25,0 s	38,5 s
Transmisibile	(a)	5,79—3,23—1,00	(ca pentru turbină)
	(b)	2,45—1,45—1,00	

Pentru a realiza aceeaşi durată de accelerare de la 0 la 100 km/h (12,0 s), automobilul cu motor cu piston ($e_{nd} = 1{,}1$) ar necesita un raport putere/greutate de 83 CP/t în comparaţie cu turbina care are : 130 CP/2,026 kg = 64,5 CP/t. Motorul cu piston ar trebui să dezvolte 168 CP, deci o putere cu 28 % mai mare, pentru a realiza o accelerare corespunzătoare.

Succesul economic al automobilului cu turbină depinde în mod decisiv de condiţiile de tracţiune. Autovehiculul care este pus în circulaţie pentru transport urban şi care corespunde traficului din SUA —, cu durată de 15 % în mers încet în gol, cu 16 % la viteză constantă, cu 32 % în decelerare şi numai 37 % în accelerare —, poate fi considerat ca aparţinînd categoriei de vehicule foarte nepotrivite pentru turbină.

Combinaţia dintre motorul cu piston şi turbina cu gaz, cum este folosită la turbo-supraalimentare, nu poate fi considerată drept fericită, din punctul de vedere al îmbunătăţirii elasticităţii. Turbo-supraalimentarea devine efectivă numai la turaţii înalte. Ea serveşte hotărîtor la îmbunătăţirea performanţelor — dar, pînă azi, numai la motorul diesel, deoarece motorul cu aprindere prin scînteie la supraalimentare atinge mai repede limita de detonaţie decît motorul cu admisiune normală înalt comprimat.

Amestecul carburant — Coeficientul de umplere. La o cilindree dată, creşterea greutăţii încărcăturii este asociată cu o mărire a presiuni mediii efective. Greutatea încărcăturii proaspete la motorul cu admisiune normală este influenţată de către următorii factori :

— mărimea şi forma supapelor ;
— pierderile de presiune în canalizarea de admisiune şi în carburator ;
— temperatura încărcăturii proaspete.

Procesul intermitent de aspiraţie produce pulsaţii în sistemele de admisiune şi de evacuare. Precalcularea acestor pulsaţii este posibilă numai aproximativ şi cu un considerabil efort matematic, astfel încît metoda empirică este mai folosită pentru a acorda un sistem de admisiune în vederea obţinerii unei distribuţii uniforme a încărcăturii la motorul policilindric, ceea ce se traduce prin performanţe optime.

Oscilaţiile la admisiune, care sînt produse de pulsaţiile dependente de viteză, influenţează debitul şi coeficientul de umplere, deci şi presiunea medie efectivă. Acest proces poate fi ilustrat cu ajutorul datelor obţinute la un stand de curgere. Pulsaţia din tub a fost obţinută cu ajutorul unei valve sertar cu viteze variabile şi cu o cădere constantă de presiune între două rezervoare mari de echilibrare.

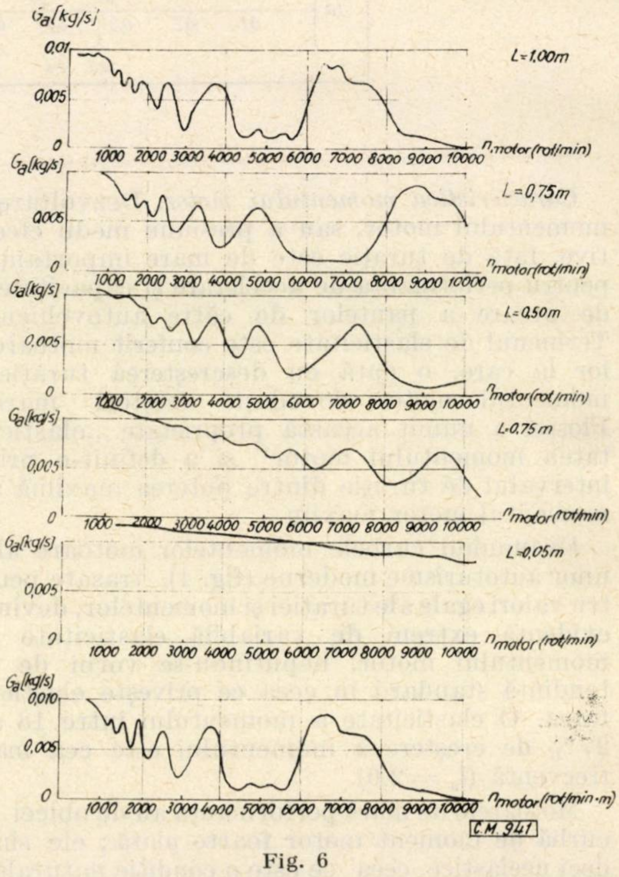


Fig. 6

Debitul masic Ga (kg/s) depinde în foarte mare măsură de viteza valvei (deci de viteza motorului) pentru toate tuburile între 6 şi 100 cm (fig. 6). Minimele şi maximele distincte ale debitului sînt datorate impulsurilor armonice de ordine superioare. Este interesant faptul că toate curbele coincid (ultima diagramă din figura 6, atunci cînd debitul masic este reprezentat în funcţie de produsul dintre lungimea (L) şi frecvenţa excitaţiei (η_{motor}). Prin aceasta este confirmată legea similitudinii la tubul de admisiune. După cum se poate vedea, la unele turaţii înalte se poate produce o aproape totală anulare a debitului.

Oscilogramele presiunii au arătat că, la frecvenţe reduse ale pulsaţiilor (160—288 rot/min), presiunea urmăreşte deschiderea valvei, iar la frecvenţe mai înalte apar fluctuaţii de presiune ca rezultat al fronturilor de unde, care circulă cu viteza sunetului între ambele direcţii ale tubului şi care depăşesc de patru-cinci ori căderea constantă de presiune de 0,05 atmosfere.

Presiunea efectivă asupra jetului de combustibil al unui carburator este supusă unor modificări similare atunci cînd apar pulsaţiile. În acest caz, calculul dozajului în condiţiile curgerii staţionare nu este corect.

Combustibilul urmăreşte presiunea efectivă la zona de debitare în curentul de aer cu un anumit grad de întîrziere. Debitul de aer ascultă legile pulsaţiilor arătate. Dozajul care ar trebui să fie Ga/Gc = 15 pentru arderea teoretică completă este supus unor variaţii sensibile care depind de turaţia motorului; în cazul unui model al motorului mono-cilindric cu un tub de admisiune de 50 cm s-au constatat dozaje între 4,5 şi 15,5.

De asemenea motorul cu injecţie de benzină, la care controlul cantităţii injectate este dependent de presiunea din tubul de admisiune, în principiu, întîmpină aceleaşi dificultăţi.

Motoarele de înalte performanţe folosesc adesea acest efect. În conformitate cu relaţiile descrise, se înţelege uşor că dozajul, în cazul umplerii prin acest efect, este asigurat numai prin injecţia din admisiune şi deci numai în legătură cu presiunea din tubulatura de admisiune.

În figura 7 se arată rezultatele obţinute pe un model echivalent unui motor mono-cilindric pentru două rapoarte diferite între secţiunea canalului de aducţiune a combustibilului (s_c) şi secţiunea jiclorului (s_j).

Ca un exemplu de eficienţă a umplerii cu ajutorul undelor, în figura 8 se arată rezultatele obţinute pe un motor monocilindric experimental. Cu lungimi diferite ale tubulaturii de admisiune şi cu injecţie de combustibil în poarta supapei. Datele motorului sînt: cilindree 612 cm³, $n = 1800$ rot/min, $\varepsilon = 7$.

Prin creşterea lungimii tubulaturii de admisiune (L), care conduce la o tendinţă de majorare a presiunii medii indicată p_i, s-au determinat lungimile optime pentru performanţă maximă. S-au mai determinat: coeficientul de umplere, η_v, şi dozajul λ (prin diagrama ajutătoare în funcţie de procentul de CO măsurat). Pe un interval mai larg de turaţii nu se pot obţine astfel de îmbunătăţiri. De aceea, trebuie să se găsească soluţii de compromis. Problema îmbunătăţirii umplerii prin efectele pulsaţiilor este extrem de complexă şi nu este încă complet rezolvată.

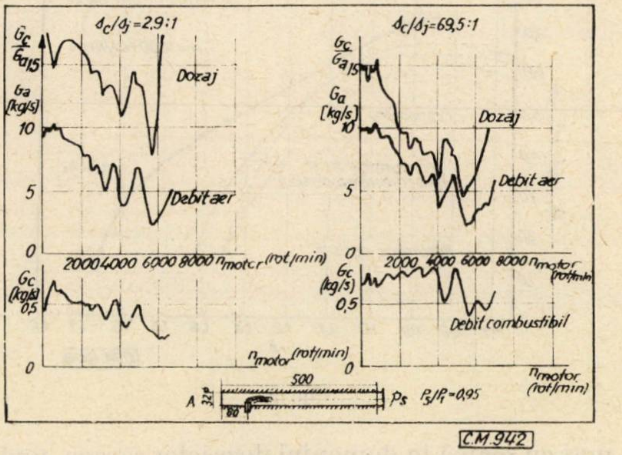


Fig. 7

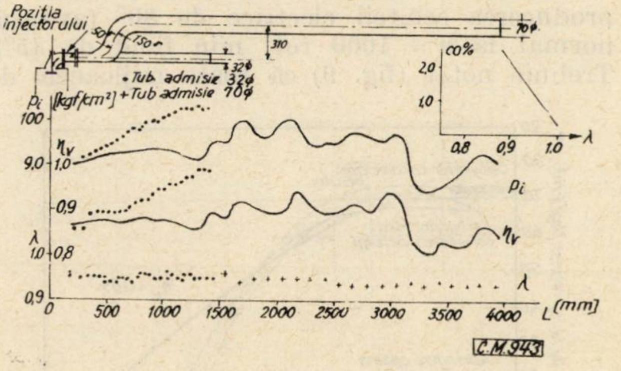


Fig. 8

Avantajele injecţiei de combustibil, în comparaţie cu folosirea carburatorului sînt: putere sporită, economicitate crescută, mai bună distribuţie a încărcăturii la cilindri, flexibilitate mai mare. Dezavantajele consistă în costuri mai înalte de fabricaţie.

Pentru a lămuri legătura dintre formarea amestecului şi ardere, deci influenţa asupra caracteristicilor motorului (în patru timpi cu aprindere prin scînteie) s-au efectuat de către autor cercetări pe un motor monocilindric experimental, CFR-Waukesha, cu următoarele modificări: injecţie de mare sau mică presiune în tubulatura de admisiune, carburaţie cu sau fără corecţia aerului, amestecător de aer şi vapori de combustibil (evaporator).

Pentru toate condițiile amestecului, caracterizate prin dozajul λ, injecția de combustibil s-a dovedit superioară tuturor celorlalte mijloace de formare a amestecului, presiunea medie efectivă maximă fiind de $p_e = 7{,}4$ kgf/cm², mai cu seamă în domeniul dozajelor sărace, unde s-au înregistrat funcționare fără rateuri la $\lambda = 1{,}67$, cu toate că s-au folosit avansuri la producerea scînteii electrice de 80° (avansul normal la $n = 1000$ rot/ min fiind de 45°). Trebuie notat (fig. 9) că toate mijloacele de formare a amestecului, la $\lambda = 0{,}85$, conduc la aproximativ cea mai înaltă presiune medie efectivă. Importanta variație a performanțelor acestor mijloace se datoresc în principal faptului că admisiunea aerului depinde de felul dispozitivului de formare a amestecului și prin urmare puterea reflectă valoarea coeficientului de umplere.

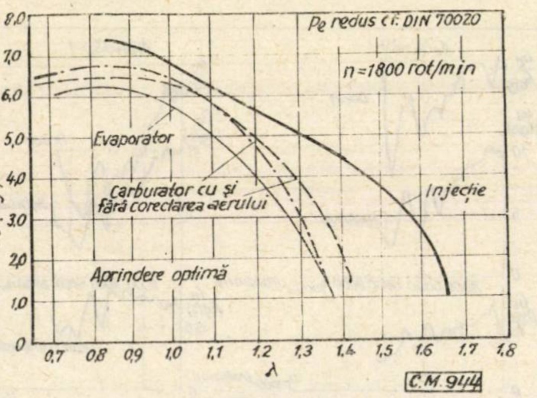


Fig. 9

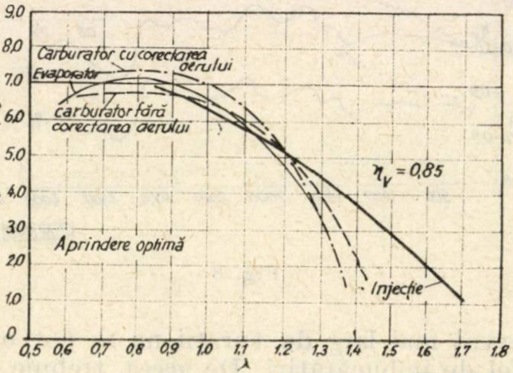


Fig. 10

Dacă puterea indicată este redusă la același coeficient de umplere, imaginea este modificată (fig. 10) în sensul că devine aproape indiferent prin ce mijloc amestecul de aer și combustibil este transportat în cilindru. Acest rezultat poate fi privit drept obișnuit, dar are implicații importante.

Dacă se dorește un anumit dozaj în vederea arderii complete, se presupune că, la turație și sarcină constante, ciclurile succesive sînt identice. Această ipoteză nu este, însă, adevărată. Înregistrările presiunilor maxime la aproximativ 150 cicluri succesive cu $\lambda = 0{,}91$ au indicat fluctuații ale presiunii maxime între 31 și 53 kgf/cm². Creșterea lui λ conduce la mărirea diferențelor (la $\lambda = 1{,}14$ au rezultat $p_{max} = 17{,}5 - 53$ kgf/cm²), iar la $\lambda = 1{,}35$ au apărut rateurile cu fluctuații ale presiunii maxime între valoarea presiunii de la finele comprimării (13,2 kgf/cm²) și 38 kgf/cm².

Analiza frecvenței presiunilor maxime a arătat că se realizează o frecvență de forma curbei Gauss.

Mai puțin evidente sînt fluctuațiile dintre presiunile medii indicate ale ciclurilor individuale deduse din aria diagramelor indicate. Pentru a urmări acest caz, s-au ridicat numeroase diagrame succesive $p-v$, suprapuse în patru grupe (fig. 11). Se observă influența dozajului λ între 0,91 și 1,51 asupra formei și ariei diagramei indicate. În figura 11 s-a notat avansul la producerea scînteii electrice cu AS.

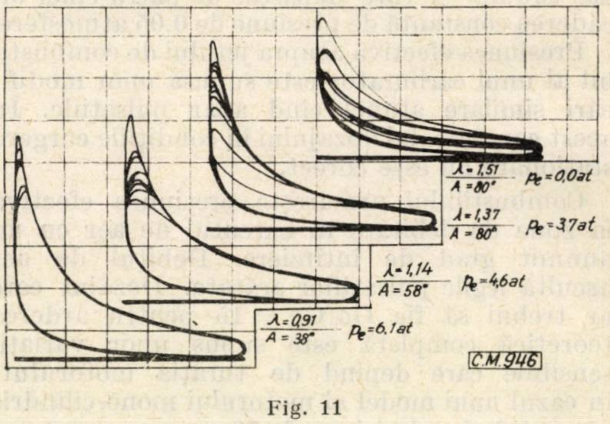


Fig. 11

În figura 12 s-au consemnat numai ariile maxime și minime obținute cu șase dozaje diferite. Dozajele extrem de sărace ($\lambda = 1{,}44$ și 1,51) arată clar că aria minimă devine 1/4... 1/5 din aria maximă. Chiar și la dozajele

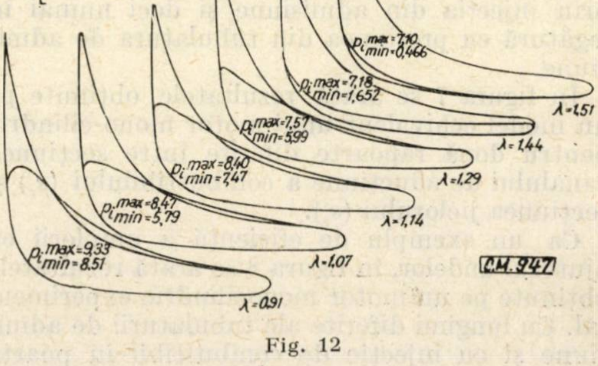


Fig. 12

bogate se observă o ardere încetinită evidenţiată printr-o creştere mică a presiunii.

Diagramele cu $\lambda = 0{,}93$ şi cu avans variabil la producerea scînteii electrice (fig. 13) arată că la un avans mare (60°) dispersiunea ciclurilor dispare aproape complet, dar creşterea timpurie a presiunii are un efort contra-motor asupra pistonului, ceea ce micşorează presiunea medie efectivă la $p_e = 5{,}98$ kgf/cm². Cu avansul optim (45°) depresiunea ciclurilor devine evidentă, presiunea medie efectivă fiind însă numai 6,33 kgf/cm², iar cu avans redus (25)° arderea devine foarte neregulată, formarea unui vîrf de presiune încetează, iar pierderile inerente reduc presiunea medie efectivă la 5,45 kgf/cm². După cum s-a dovedit prin cercetare propagării flăcării în camera de ardere cu ajutorul bujiilor de ionizare, la motorul cu aprindere prin scînteie se realizează întîrzieri la aprindere de aproximativ 0,001 s, un fapt cunoscut pînă acum numai la motorul diesel.

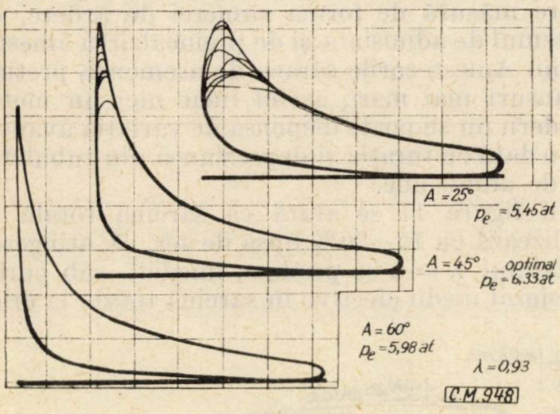


Fig. 13

Dacă se combină rezultatele analizei frecvenţelor dispersiunii ciclurilor la motoarele cu injecţie şi cele cu carburator, se obţin plajele de presiuni indicate în funcţia de λ arătate în figura 14. Cînd $\lambda = 1{,}0$, p_i variază între 7,8 şi 9,0 kgf/cm², în timp ce aproape nu există diferenţă între injecţie carburaţie. Plaja valorilor, mai cu seamă în cazul carburaţiei, se extinde o dată cu creşterea lui λ, deci cu sărăcirea amestecului. Aceasta arată o posibilitate de a îmbunătăţi motorul cu aprindere prin scînteie care, cu privire la arderea completă şi emisiile la evacuare, este de o deosebită însemnătate.

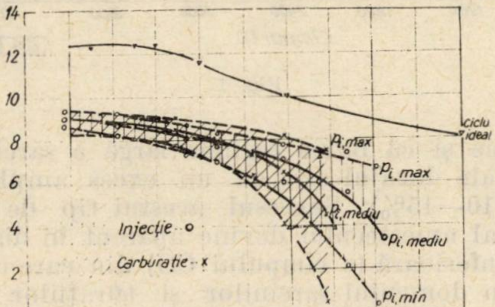


Fig. 14

Cauza dispersiunii arderilor — modificările arderii — poate fi :

— de la un ciclu la altul cantitatea de aer rămîne neschimbată dar se modifică cea de combustibil;

— chiar şi cu cantităţi egal de combustibil în ciclurile succesive, amestecul este neomogen ceea ce produce foarte diferite viteze locale de propagare a flăcării, care modifică legea de ardere şi gradul de creştere a presiunii de la un ciclu la altul.

De aceea, pretutindeni se cercetează problema amestecurilor stratificate şi aceea a controlului turbulenţei în camera de ardere.

Valorile momentului motor, ale consumului de combustibil, ale consumului de aer, ale cantităţii şi compoziţiei gazelor de evacuare — toate obţinute cu metodele obişnuite în cercetarea motoarelor — reprezintă valori medii de la nenumărate cicluri succesive şi de asemenea sînt obţinute de obicei de la mai mulţi cilindri. Ceea ce se produce într-un motor monocilindric, cu privire la regularitatea ciclică, se produce într-o măsură mai mare la motorul policilindric, în care nu se poate obţine o completă uniformitate a distribuţiei amestecului aer-combustibil. Valorile de graniţă, sînt acelea care determină limitele funcţionale ale motorului : un ciclu cu o cantitate extrem de mare de aer de pildă produce o scădere a performanţei motorului şi într-un caz excepţional un rateu, mărind tendinţa la detonaţie a cilindrului respectiv, în timp ce un ciclu ce se termină cu lipsă de aer emite produse de ardere incompletă în gazele de evacuare ale motorului.

Se poate adăuga la aceasta faptul că, pentru motorul cu aprindere prin scînteie, combustibilul consistă din fracţiuni de hidrocarburi de volatilitate diferită, care pot avea proprietăţi diferite de rezistenţă la detonaţie, situaţie specifică benzinei de reforming catalitic, ceea ce este indicat de către profilul octanic al benzinei. Diferenţele dintre cifra octanică de cale şi cifra octanică Research, măsurate cu motorul CFR, sînt atribuite „vaporizării fracţionale'' din tubulatura de admisiune.

Arderea completă. După cum se ştie, teoretic produsele arderii incomplete — şi în primul rînd mono-oxidul de carbon — dispar complet la dozajele cu exces de aer. În realitate, valorile măsurate (fig. 15) arată că toate motoarele funcţionează peste limita teoretică a mono-oxidului de carbon. Aceasta se explică prin faptul că dozajul mediu măsurat la un motor în funcţiune nu corespunde cu dozajele diferitelor cicluri dintre care cele de graniţă contribuie mult la îmbogăţirea în CO a gazelor de evacuare.

Analiza gazelor de evacuare la motorul monocilindric cu diferite metode de formare a amestecului a arătat (fig. 16), că, în timp ce în regiunea dozajelor sărace conţinutul de CO din gazele de evacuare este cel mai redus la folosirea sistemului de injecţie, un exces de aer de numai 5% (λ = 1,05) este suficient pentru a duce la un conţinut neglijabil de CO (0,1 — 0,2%) pentru toate sistemele de formare a amestecului.

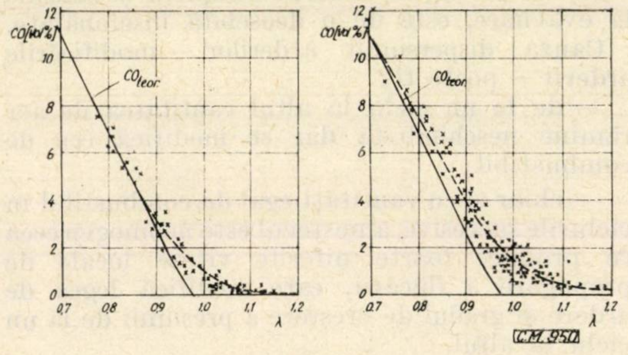


Fig. 15

Controlul formării amestecului într-un interval larg de turaţii şi sarcini, cum este necesar la motorul de autovehicul, ridică natural o problemă foarte complexă, care a devenit gravă, o dată cu necesitatea combaterii poluării atmosferei.

După cum s-a arătat, motorul cu aprindere prin scînteie realizează puterea maximă la un dozaj bogat (15% lipsă de aer) în care condiţii,

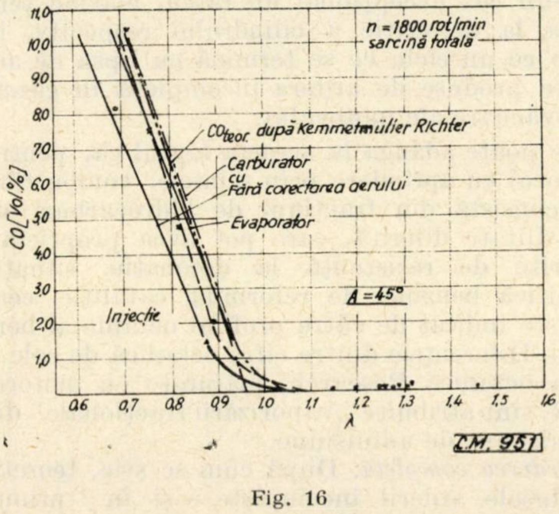


Fig. 16

ca rezultat al arderii incomplete, aproximativ 5% din volumul gazelor de evacuare consistă în CO. Pentru a elimina monooxidul de carbon din evacuare şi pentru a atinge consumul specific minim de combustibil, este necesar un exces de aer de 5—10%. Controlul dozajului de la mersul încet în gol pînă la turaţia maximă cu sarcină totală nu a reuşit să combine putere mare cu consum economic. Emisia de CO reflectă, în fiecare fază a funcţionării, dozajul furnizat de către sistemul de formare a amestecului. Care dozaj este cel mai potrivit depinde în mare măsură de forma camerei de ardere, de sistemul de admisiune şi de preîncălzirea amestecului. Amestecurile sărace de asemenea pretind avansuri mai mari, astfel încît nici un motor modern nu se poate dispensa de variaţia avansului o dată cu turaţia şi depresiunea din tubulatura de admisiune.

În figura 17 se arată că sarcina totală se realizează cu 15—20% lipsă de aer, că atingerea dozajului λ = 1 se produce imediat sub curba presiunii medii efective în sarcină totală la orice

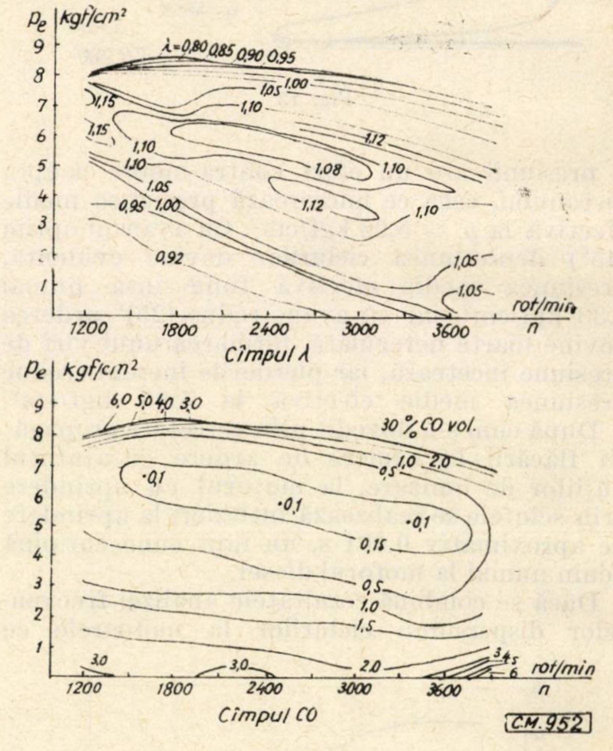


Fig. 17

turaţie şi că într-o regiune largă a sarcinilor parţiale dozajul este cu un exces amplu de aer (10—15%). Succesul acestui tip de control al amestecului devine aparent în diagrama inferioară (a cîmpului CO) din care reiese că, în domeniul sarcinilor şi turaţiilor mai des folosite, nu se depăşeşte 0,5% CO. Caracteristica de CO a unor alte motoare arată, de asemenea la sarcina totală, îmbogăţirea amestecului cu valori ale CO între 2,9 şi 8% precum şi o considerabilă regiune a sarcinilor parţiale cu CO 1%.

Influenţa reglării mersului încet în gol asupra conţinutului de CO la sarcini mici este remarcabilă. În figura 18 se arată cît de însemnată poate fi această influenţă, de pildă la motorul A conţinutul de CO poate fi variat între 0,4 şi 15%, iar la motorul B între 0,7 şi 8%. A devenit aproape o superstiţie credinţa că la mersul încet în gol este necesar un amestec foarte bogat. Datele arătate demonstrează însă că condiţiile arderii se aplică şi în regimul de mers încet în gol şi că un motor bun este acceptabil cu $\lambda = 1$ chiar în acest regim. Ajustarea ralantiului practicată din nefericire nu face decît să majoreze cantitatea de combustibil din tubulatura de admisiune în scopul de a evita cunoscutul ,,gol'' al carburatorului.

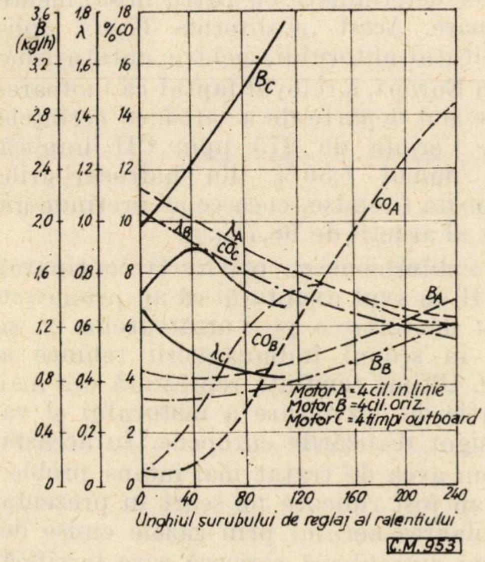


Fig. 18

Un studiu statistic efectuat la institutul autorului cu privire la emisiile de CO ale unei grupe reprezentative de autovehicule în condiţii de cale a relevat frecvenţa la patru cazuri de mers — comună traficului urban — şi anume :

- mers încet în gol, valoarea cea mai frecventă — 5–6 % CO
- 50 km/h în palier, sarcina medie de cale (priză directă) — 1–4 % CO
- accelerarea de la 40 km/h în priză directă — 4–8 % CO
- decelerarea de la 60 km/h în priză directă — 2–3 % CO

Larga răspîndire în jurul celor mai frecvente valori lasă să se întrevadă speranţa unor considerabile îmbunătăţiri care trebuie căutată în reglarea motoarelor şi în caracterizarea mijloacelor de formare a amestecului la aplicarea lor pe motor. Un exemplu este furnizat de completa caracterizare a unui carburator executată în institutul autorului (fig. 19). Se reprezintă raportul G_a/G_c în funcţie de debitul de aer G_a pentru diferite poziţii ale obturatorului şi diferite depresiuni în tubulatura de admisiune. Plajele haşurate se referă la funcţionarea motorului. Deosebit de interesantă este instabilitatea trecerii de la ralanti la dispozitivul principal de carburaţie, care devine evidentă ca un ,,gol'' al carburaţiei la o deschidere a obturatorului de aproximativ 14°. Raportul de dozaj la curgere staţionară variază la acest exemplu, între 9 şi 17,5 kg de aer pentru 1 kg combustibil. Caracteristica acestui carburator apare ca posibilă de îmbunătăţit.

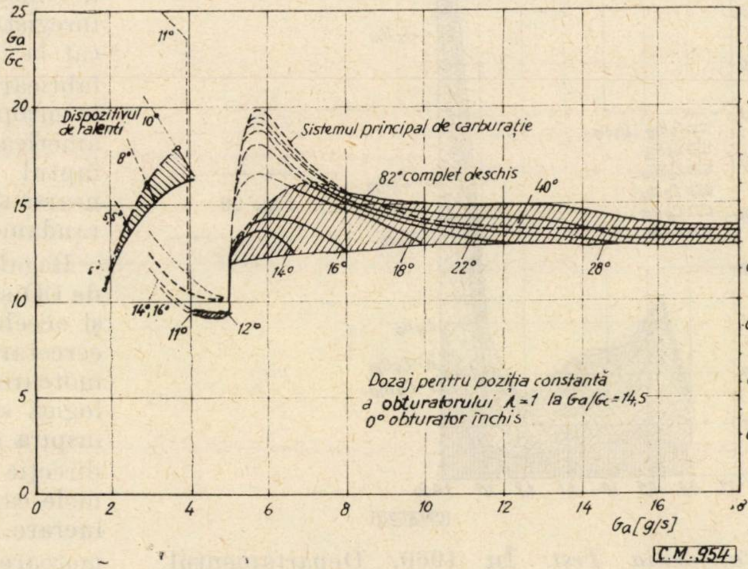


Fig. 19

Unele hidrocarburi din benzină, care părăsesc motorul numai parţial arse, sînt răspunzătoare de formarea de smog şi sînt pentru aceasta mai temute, în SUA, decît CO-ul. Efectele smogului — micşorarea vizibilităţii, iritarea ochilor, tuse, sufocare, distrugerea vegetaţiei — au fost catastrofale în cazul specific al oraşului Los Angeles.

Detectarea hidrocarburilor CH în gazele de evacuare este dificilă, deoarece acestea se ridică numai la părţi la milion (numai cm³ gaze la m³ gaze evacuate).

Relaţia dintre emisiile de CH şi dozaj nu este atît de evidentă ca în cazul CO. Este adevărat că o descreştere este detectabilă cînd amestecul devine sărac, dar influenţa construcţiei motorului şi a turaţiei este de nediscutat.

Valorile CH măsurate pe bază de hexan cu analizare de absorbţie în infraroşu se deosebesc considerabil de acelea care pot fi determinate gazo-cromatografic mai exact prin metoda detectorului flăcării ionizate.

Încercările noastre au arătat (fig. 20) că emisiile de CH determinate cromatografic pe un motor monocilindric la început scad o dată cu creșterea excesului de aer. Creșterea mare la $\lambda = 1{,}3$ este evident datorită arderii întîrziate în cazurile graniță, care merg pînă la rateuri cu emisia unei încărcături complet nearse.

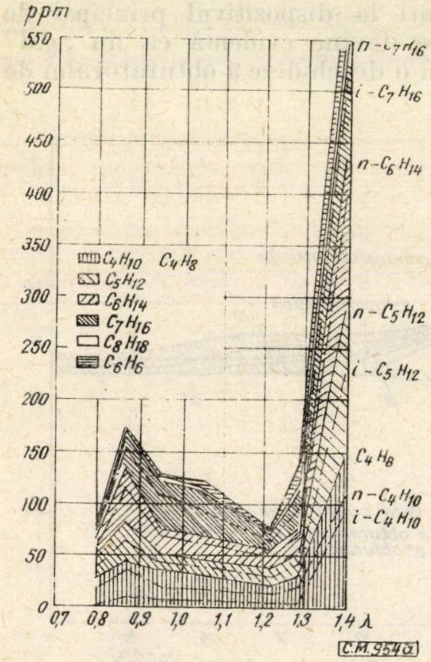


Fig. 20

California Test. În 1960, Departamentul sănătății din California a fixat limita maximă a emisiilor nocive de la automobile la 1,5% CO în volume și 275 ppm CH (hexan). Aceste emisii sînt determinate în laborator pe un dinamometru pentru automobile, în conformitate cu un program de sarcini și turații complicat. Programul cuprinde, pentru perioade anumite, regimuri ca ralanti, accelerare, viteză constantă de 48 km/h, decelerare și acoperă aproape în întregime cîmpul caracteristicii motorului. Gazele emise sînt determinate cu patru instrumente înregistratoare. Acest „California Test'', aplicat la institutul autorului, pentru autoturisme fabricare în Europa, a relevat faptul că motoarele europene sînt departe de a satisface cerințele americane. Cerința de 275 ppm CH implică faptul ca numai 1,30% din hidrocarburile nearse să poată fi emise, ceea ce ar pretinde un randament al arderii de 98,7%.

Regulile californiene cu privire la conținutul de CO și CH au avut avantajul că au promovat și accelerat dezvoltarea post-arzătoarelor ca și cercetarea în scopul îmbunătățirii tehnice a motoarelor. Ultima tendință reprezintă cea mai logică soluție de dezvoltare a motorului și va inspira desigur realizările europene. În această direcție vom avea de tratat mai intens problemele care au fost ridicate pe scurt în prezenta lucrare. Poluarea aerului prin gazele emise de motoare este o problemă serioasă care justifică pe deplin cele mai mari eforturi care urmează să fie depuse în cercetare și în dezvoltare.

CZ 621.431.74

Asupra utilizării motoarelor semi-rapide în propulsia navală

Ing. I. GALLOIS — Director SEMT — Pielstick — Franța

S-a scris destul de mult asupra comparației dintre motoarele semi-rapide și motoarele lente în doi timpi cu privire la aplicarea lor în propulsia navelor marinei comerciale. Totuși, acum cînd proporția motoarelor semi-rapide este departe de a fi neglijabilă, pare interesant să se stabilească stadiul actual al situației.

Autorul o va face cu ajutorul datelor precise de care dispune. Aceste date se referă la motoarele SEMT-Pielstick din gama PC, ceea ce este normal, deoarece, cel puțin în prezent, acestea sînt primele dintre motoarele semi-rapide utilizate ca motoare de propulsie a navelor marinei comerciale.

Statistica (tabela 1, după Shipbuilaing & Shipping Record, mai 1969) tipurile de motoare date în serviciu în primul trimestru 1969 arată că, dacă pentru totalitatea motoarelor diesel, motorul Sulzer RD 76 are primul loc, motorul PC-2-V este clasat al doilea, în timp ce următorul motor semi-rapid (Mitsuhishi 45/75), pe al 17-a loc. O altă cifră interesantă (tabela 2): totalul motoarelor de tip PC în serviciu la bordul navelor de mai mult de 2 000 tone depășea (în ianuarie 1970) 450 unități, numărul vaselor atingînd practic 250. Dacă se includ și vasele comandate, numărul motoarelor devine 760, iar cel al navelor 408.

★

Particularitățile navelor echipate cu motoare semi-rapide.

Autorul nu intenționează să întocmească o listă de argumente ca reducerea ancombramentului și greutății aparatului motor datorită micșorării volumului și greutății motoarelor principale, îmbunătățirile siguranței prin mai multe motoare pe o linie de arbori, uniformitatea cilindrilor pentru necesități multiple etc.

Tabela 1

Motoare diesel instalate		Număr de nave	Număr de motoare	Putere (CP)	%
Motor	Tip				
Sulzer	RD 76	16	16	175 300	12,69
Pielstick	PC 2 V	16	23	137 210	9,93
B & W	84 VT 2 BF 180	8	8	135 880	9,83
Sulzer	RD 90	7	7	119 700	8,66
Sulzer	RD 68	14	14	98 100	7,10
B & W	62 VT2 BF 140	12	12	94 800	6,86
MAN	KZ 70/120	8	8	81 600	5,91
GÖTAVERKEN	850/1700 VGS.U	2	2	48 350	3,50
B & W	K 84 EF	2	2	38 700	2,80
B & W	74 VT 2 BF 160	3	3	34 650	2,50
MAN	KZ 80/160	2	2	32 200	
MAN	KZ 78/155	2	2	31 500	
B & W	K 62 EF	3	3	25 980	
FIAT	B 90 S	1	1	25 000	
B & W	K 74 EF	2	2	23 200	7,46
FIAT	B 75	2	2	22 500	
MITSUBISHI	UET 45/75	6	6	22 200	
MAN	VV 40/54	2	3	20 690	
DOXFORD	76 J	1	1	20 000	
MAN	RV 40/54	1	4	18 000	
TOTAL		110	121	1 205 560	87,24
ALTE MOTOARE	(21)	37	46	176 060	12,76
TOTAL GENERAL		147	167	1 381 620	100,00 %

Tabela 2

Lista navelor echipate cu motoare PC (la 27.2.1970)

Tipul vasului	PC 1		PC 2 – PC 3				TOTAL	
			în serviciu		comandate			
	număr de nave	număr de motoare	număr de nave	număr de motoare	număr de nave	număr de motoare	număr de nave	număr de motoare
Nave de pasageri	5	12	4	9	3	6	12	27
Feriboturi pt. automobile	3	6	34	79	19	38	56	123
Cargoboturi	45	96	81	103	109	184	235	383
Nave frigorifice	7	14	25	45	20	38	52	97
Traulere	1	1	4	10	1	1	6	12
Petroliere	5	9	4	8	5	11	14	28
Nave	8	30	3	10	11	24	22	64
Drage	2	4	5	11	7	10	14	25
Diverse : { nave de cercetare, mineraliere nave far	2	6	8	14	7	12	17	32
TOTAL –	78	178	168	289	182	324	428	791
Nave cu 1 motor	14	14	78	78	67	67	159	159
2 motoare	45	90	73	146	97	194	215	430
3 motoare	2	6	3	9	9	27	14	42
4 motoare	17	68	14	56	9	36	40	160
TOTAL –	78	178	168	289	182	324	428	791
Nave funcţionînd cu combustibil greu	22	56	131	207	96	156	249	419

care au făcut obiectul unor dezvoltări importante şi detaliate în ultimii ani. El doreşte să insiste, plecînd de la cazuri concrete, asupra anumitor elemente suplimentare proprii aparatelor motoare înzestrate cu motoare semirapide.

a) *Manevrabilitate*. Cazul cel mai curent este acela în care instalaţia de forţă cuprinde două motoare cuplate la o singură elice. În general, un cuplaj cu ambreiaj separă fiecare motor faţă de reductor. Aceste cuplaje, esenţial hidraulice sau electromagnetice acum cîţiva ani, acuză tendința să fie înlocuite prin cuplaje cu discuri, și aceasta, în principal, în cazul elicelor cu pas variabil. Cu astfel de elice, manevrabilitatea este evident excelentă, deoarece momentul de frînare poate fi totdeauna momentul maxim motor. Cu elice fixă, instalația cu două motoare este perfectă pentru manevrare la viteze mici, un motor în mers înainte, de pildă, fiind ambreiat pe elice, al doilea motor funcționînd în acest timp în gol, gata pentru a fi ambreiat, dar în marș, înapoi. În caz de urgență, din contră, nava fiind în mers liber, este posibil ca durata golirii cuplajelor să fie prea mare și ca personalul de conducere să efectueze schimbarea sensului de mers și repunerea în mers a motoarelor în timp ce acestea se rotesc încă în sensul inițial de rotație. În acest caz dacă se injectează combustibil, este posibil să se obțină presiuni ale gazelor în cilindri mai mari de 4 sau 5 ori decît presiunea maximă de ardere la plină sarcină și deci să se producă, mai ales la biele, eforturi momentane exagerate. Ca urmare, s-a studiat un sistem de siguranță pentru acest caz special, care să permită utilizatorului să injecteze aer comprimat înainte de oprirea completă a motorului și de a-l împiedica să poată injecta combustibil atîta timp cît sensul de rotație a motorului nu este cel cerut. Folosirea acestei posibilități de frînare cu aer, care teoretic nu are rezultate decît pentru ultimele rotații, a condus, de asemenea, la dimensionarea mai largă a supapelor de siguranță (pentru a evita ca, numai cu aerul comprimat, să aibă loc presiuni excesive). În figura 1 se arată rezultatul măsurărilor efectuate pe un mineralier de 39 000 tone, propulsat cu două motoare 12 PC—2—V, cuplate la un reductor comun prin două cuplaje hidraulice.

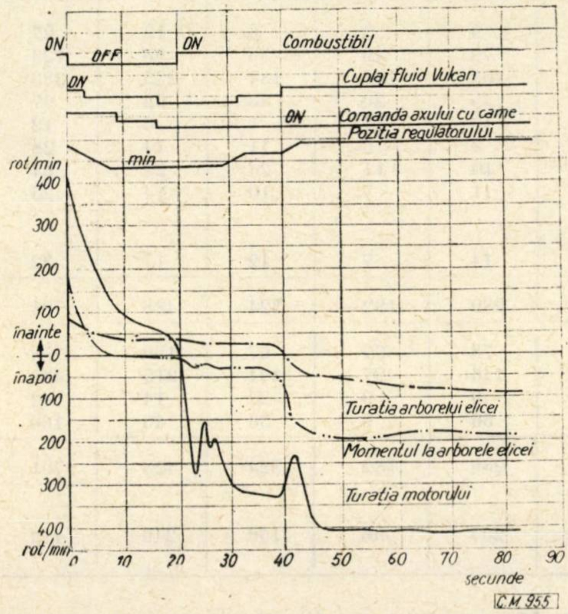


Fig. 1

De fapt cazul cel mai dificil este acela al unui motor cuplat direct la o linie de arbori cu elice fixă. Acesta este cazul navelor de 13 600 tone, de tipul Freedom, echipate cu un motor 12 PC—2—V, cuplat la reductor printr-un cuplaj elastic. Figura 2 arată timpii de oprire a vasului, obținuți cu diferite soluții de manevră, la vasul navigînd cu viteza nominală. Diferitele cazuri luate în considerare sînt: 1 — nici o măsură specială, dar frînare cu aer imediat ce arborii cu came au fost translatați; 2 — folosirea unei frîne a liniei de arbori. În acest caz, timpul total este relativ mare, deoarece a fost necesar, pentru a asigura redemararea motorului în sensul corect, de a aștepta 1 minut și 55 secunde înainte de repunerea sa în mers. Cu durata inferioară de așteptare, momentul de restituire al elicei este superior momentului motorului în momentul pornirii sale, care este aproximativ, din cauza lipsei aerului de supraalimentare în cantitate suficientă, jumătate din momentul nominal. Această soluție nu este deci complet satisfăcătoare și situația se agravează de cîte ori crește gradul de supraalimentare; 3 — modificarea supapelor de lansare cu frînare cu aer efectiv prin aceste supape. Această frînare permite trunchierea ciclului de comprimare și efectuarea unui lucru mecanic negativ în timpul destinderii. Această soluție este satisfăcătoare deoarece se vede din figura 2 că vasul poate fi frînat suficient pentru a redemara motorul un minut după comanda de punere în marș înapoi, deci aproape la jumătatea timpului necesar cu frîna liniei de arbori; 4 — cuplaj cu frecare, debreiabil și ambreabil în marș. Această soluție părea a fi cea mai elegantă. Ea punea, firește, problema ținutei cuplajului însuși, deoarece puterea de frînare a vasului era preluată în mare parte de către acest cuplaj. Se vede din figura 2 că această parte

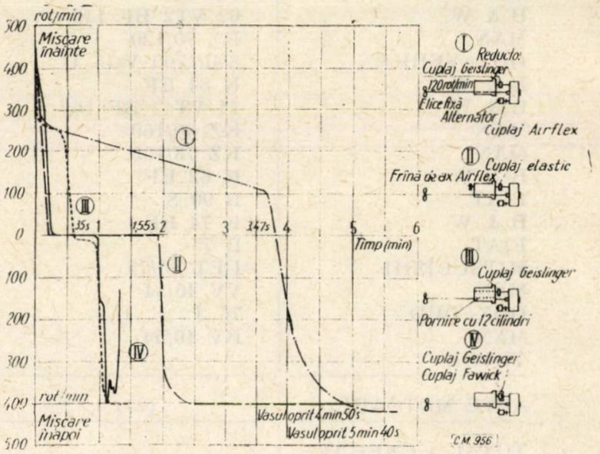


Fig. 2

reprezintă sensibil puterea plină a motorului 12 PC—2—V, un timp de cel puţin 10 secunde, de unde o cantitate de căldură de 9 000 calorii pentru a fi eliminată. Pe de altă parte, se evită astfel inconvenientele frînării liniei de arbori, căci cuplarea motorului poate fi realizată la o turaţie la care momentul său de plină sarcină să fie disponibil.

De fapt, ultimele două soluţii sînt deci utilizabile dar, în ceea ce priveşte ultima, numai cu condiţia de a găsi un cuplaj capabil să reziste la aportul de căldură efectuat. Acest caz s-a realizat cu cuplajele Airflex folosite pe vasele Freedom.

b) *Producerea energiei electrice.* În cazul în care se decide de a folosi motoarele semirapide la avantajele lor maxime, să se producă energia electrică de către motoarele principale, se poate alege între alternatoarele instalate fie la capătul liber al arborilor cotiţi fie la prizele de putere ale reductoarelor.

Interesul de a utiliza priza de putere la reductoare este acela de a oferi posibilitatea alternatorului să aibă o turaţie mai ridicată şi deci de a-i micşora ancombramentul şi preţul de cost. Cele două soluţii sînt totuşi folosite în mod egal. Ele permit în ambele cazuri să se furnizeze energie electrică şi în port, presupunînd, bine înţeles, fie că motorul este debreiabil, fie că reductorul este studiat în mod special pentru acest scop. Acest lucru nu este interesant decît în cazul în care puterea de descărcare — sau, mai general, puterea electrică la chei — este importantă, dar atunci interesul este crescut, în afară de faptul că devine posibilă suprimarea grupurilor electrogene, păstrînd doar unul sau două grupuri de intervenţie, de capacitate redusă. Acesta este cazul navelor de tipul Manchester Challenge sau Suffren.

Pentru folosirea alternatoarelor în port — şi ţinînd seamă de faptul că adesea puterea electrică cerută este redusă în comparaţie cu puterea nominală a motoarelor — se pot prevedea dispoziţii speciale pentru evitarea ca *ridicarea* uleiului să nu facă dificilă repunerea în sarcină a motoarelor. De pildă, dacă această putere este sub 20 % din puterea de serviciu, alimentarea cu apă de mare a răcitoarelor de aer trebuie întreruptă în scopul de a nu mai răci aerul de supraalimentare. Mai mult chiar, aerul aspirat de către suflante poate fi încălzit cu ajutorul unor rezistenţe electrice care, în plus, măresc cererea globală de energie electrică, şi astfel este posibil să se lucreze cu puteri de ordinul a 50 CP/cil., timp de 48 ore şi mai mult, fără a întîmpina inconvenientele arderii incomplete a uleiului care este ridicat în camerele de ardere.

Utilizarea alternatoarelor ca pe Suffren este favorizată, de asemenea, prin adoptarea unei elice cu pas variabil, reglarea pasului permiţînd să se folosească permanent alternatoarele cuplate, oricare ar fi puterea de propulsie cerută.

Trebuie totuşi semnalat faptul că, în alte instalaţii, alternatoarele cuplate au fost instalate pe motoare cuplate la elice cu pas fix. Acesta este cazul unora dintre navele de tip Polar la care reglare electronică permite, prin redresarea curentului şi apoi reconversiune, să se folosească alternatoarele cuplate într-o zonă de turaţie a motoarelor între 500 şi 350 rot/min. Acesta este şi cazul navelor de tip Freedom la care precizia necesară pentru buna utilizare a ansamblului echipamentului electric al acestor nave permite o variaţie a frecvenţei de 10 %.

Astfel este posibil să se păstreze în funcţionare alternatorul cuplat într-o gamă de turaţie a elicei care ţine seamă, pe de o parte, de modificările rezistenţei ansamblului cocă-elice, datorate ancrasării cocii sau diferitelor condiţii de încărcare a navei, şi pe de altă parte — şi într-o gamă anumită — de timpul său.

Avantajele soluţiei cu alternatoare cuplate sînt : 1 — produce energie electrică cu combustibil greu în locul motorinei care este în general folosită pentru grupurile electrogene ; 2 — micşorează cheltuielile de investiţie prin reducerea la minimum a grupurilor electrogene ; 3 — oferă posibilitatea, dacă nu de a suprima cel puţin de a micşora cheltuielile cu piesele de schimb folosind manopera cerută normal de către întreţinerea grupurilor electrogene.

O altă soluţie este şi mai atrăgătoare deoarece ea permite furnizarea energiei electrice la un preţ practic nul (dacă nu se ţine seamă de cheltuielile de investiţie), şi anume : turbo-alternatorul alimentat de la un cazan cu gaze de evacuare. Această soluţie, fireşte, nu poate fi generalizată şi nu poate permite suprimarea sistematică a grupurilor electrogene de bord, deoarece puterea disponibilă pe această cale rămîne totuşi limitată. Ea constituie însă unul dintre avantajele sigure ale motorului în patru timpi, deoarece, în comparaţie cu motorul în doi timpi (şi la putere egală), temperatura sa la evacuare este mai ridicată. Fără îndoială, debitele specifice de gaze sînt mai reduse, dar această micşorare este mai mult decît compensată prin creşterea temperaturilor la evacuare.

În general se poate afirma că o instalaţie de propulsie de 10 000 CP cu motoare PC 2 permite să se realizeze o recuperare a căldurii gazelor de evacuare care să asigure alimentarea unui turbo-alternator de ordinul a 400 kW. Aceste date nu ţin seamă de căldura folosită în plus pentru preîncălzirea combustibilului greu. Această soluţie, folosită pe navele de tipul Petraix, are inconvenientul de a nu fi generală, deoarece turbo-alternatorul este inutilizabil la chei.

În concluzie, este limpede că folosind motoare semi-rapide și oricare ar fi bilanțul electric, producerea energiei electrice poate fi realizată în condiții care micșorează prețul de cost al kilowatt-orei produse și că se poate realiza suprimarea celei mai mari părți a cheltuielilor de întreținere a grupurilor electrogene.

c) *Alegerea ambreiajelor, debreiajelor.* O evoluție foarte netă s-a produs în ultimii ani ca urmare a apariției cuplajelor cu discuri, al căror avantaj esențial era suprimarea pierderilor legate de alunecările cuplajelor electromagnetice sau hidraulice. Cuplajele cu discuri sînt acum din ce în ce mai mult utilizate și ca exemplu se pot cita navele de tip Tor-Anglia, care dispun de 4 motoare PC 2, cuplate 2 cîte 2 cu o elice reversibilă. Cuplajele sînt de tipul cu discuri multiple, folosite pentru ambreierea și debreierea motoarelor ori de cîte ori este necesar. Interesul suscitat de cuplajele cu discuri a fost crescut prin posibilitatea de a utiliza unele dintre ele ca ambreiaj alunecător în momentul manevrelor.

d) *Antrenarea auxiliarelor.* În toate cazurile cînd navele reprezintă o putere importantă pentru descărcare, motorul semi-rapid permite (ca și producerea energiei electrice prin alternatoare cuplate) să antreneze auxiliarele necesare, ca pompele de descărcare, direct prin motoarele principale. Aceasta permite deci să se suprime investițiile prin dimensionarea grupurilor electrogene numai pentru puterea electrică necesară pe mare și — chiar dacă producerea energiei electrice se realizează cu alternatoare cuplate — să nu se prevadă, pentru nave de foarte mare tonaj, decît grupuri electrogene de intervenție. Cel mai bun exemplu al acestor posibilități este acela al petrolierului Oceanus de 135 000 tone, care dispune, pe de o parte, de o elice cu pas variabil și, pe de altă parte, de alternatoare antrenate de la prize situate pe reductor, precum și de pompe de descărcare care pot fi ambreiate în port cu două dintre cele trei motoare ale compartimentului.

Trebuie amintit, de altfel, că motoarele PC pot antrena toate auxiliarele lor : pompa de apă dulce, pompa de apă de mare și pompa de ulei.

e) *Propulsia diesel-electrică.* În anumite cazuri particulare, folosirea unei propulsii diesel-electrice poate prezenta avantaje evidente și să fie chiar necesară. Acesta este cazul dragelor de foarte mare putere sau al spărgătoarelor de gheață. Soluția a fost realizată pentru două drage de 2 300 m^3, livrate în U.R.S.S. Ea permite folosirea motoarelor semi-rapide la posibilitățile lor maxime, datorită micului lor ancombrament și turației lor relativ ridicate, iar pe de altă parte datorită faptului că numărul lor permite subdivizarea puterilor furnizate în funcție de puterile cerute.

Rezultate obținute în serviciu

Rezultatele obținute în serviciu cu motoarele de tip PC se raportează numai la folosirea combustibilului greu.

În adevăr, una dintre caracteristicile importante ale motoarelor SEMT-Pielstick de tip PC este aceea de a fi în serviciu pe numeroase nave — de mai mult de 10 ani — alimentate cu combustibil greu.

a) *Combustibil folosit.* Numărul total al motoarelor de tip PC în serviciu la 1 ianuarie 1970 la bordul navelor și funcționînd cu combustibil greu s-a stabilit la 263, numărul navelor astfel propulsate fiind 153. Numărul orelor de funcționare a tuturor acestor motoare depășește cinci milioane. În fine, motoarele cele mai vechi, alimentate cu combustibil greu, au acum mai mult de 50 000 ore de funcționare. Combustibilii folosiți merg de la 200 secunde la combustibilul greu, de 3 500 secunde Redwood la 100°F. În tabela 3 se dau, în funcție de diferite game de viscozitate a combustibilului, numărul de motoare folosind fiecare din aceste game.

Tabela 3

Viscozitate Redwood la 100°F	Nr. motoare PC cu combustibil greu
< 600	106
600—1500	81
1500—3600	44
TOTAL	231

Firește, viscozitatea este un criteriu dar, ținînd seamă de experiența cîștigată, noi credem că ea nu este decît un criteriu al tratării combustibililor și nu unul de utilizare la motoarele semi-rapide. Analizele amănunțite ale combustibilului sînt, de sigur, mult mai instructive și în particular conținutul de sulf, de asfalturi, de cenușă și de vanadiu. În acest domeniu, variațiile sînt extrem de importante. Tabela 4 dă o bună idee despre acest fapt. Ea se referă la combustibili efectiv folosiți la motoarele PC și care sînt aleși printre aceia cu compoziții extreme, fiind clasați în ordinea descrescătoare a viscozității. Datele totale arată că, pentru fiecare dintre caracteristicile

Tabela 4

Viscozitate Rodwood 100°F	Greutate specif.că	Sulf %	Indice Conradson %	Cenușă	Vanadiu, ppm	Sodiu ppm
3 600	0,970	2,50	13,50	1 000	420	12
2 800	0,961	3,50	4,13	300	25	25
1 250	0,948	3,65	8,64	330	30	—
950	0,940	1,90	9,80	460	180	—
950	0,966	3,40	—	—		—
920	0,933	1,51	11,00	270	52	—
500	0,976	1,56	10,80	700	6	31

Tabela 5

Diametrul cămășii cilindrului	Pistonul		Segmenții						Supape			
			Superior		1-ul de compr.				Evacuare		Admisiune	
	Înălțimea primului canal de segment	Înălțimea la al 2-lea canal de segment	Grosime radială	Grosime	Grosime radială	Grosime	Raclor superior, grosimea radială	Raclor inferior, grosime radială	Diametrul ghidajului inferior	Coada	Diametrul ghidajului inferior	Coada
1,10	1,9	1,14	3,5	0,44	3,4	0,35	2,34	0,5	4,0	0,8	2,7	0,6

Arbore cotit		Diametrul lagărului principal	Diametrul lagărului capului	Diametrul cuzinetului piciorului	Bolț
Fus de manivelă	Fus palier				
< 0,2	< 0,2	< 0,3	< 0,3	0,1	< 0,1

interesante pentru compartimentul motor (conținut în sulf, indice Conradson, conținut în cenușă și în vanadiu) este posibil să se găsească combustibili cu viscozitate redusă, ale căror caracteristici au valori mai ridicate decît ale combustibililor cu viscozitate ridicată. Fără îndoială, nu trebuie să se uite că combustibilii intermediari sînt amestecuri de combustibil-diesel și de reziduuri, dar trebuie, de asemenea, amintit faptul că pentru a trece de la un combustibil cu 3 500 s. Redw. la un combustibil cu 600 s. Redw., proporția de combustibil-diesel nu este decît 40 %. Aceasta înseamnă că, presupunînd combustibilul-diesel perfect, impuritățile din combustibilul de 600 s. Redw. vor conține cel puțin 60 % din acelea ale combustibilului de 3 500 s. Redw. care a fost folosit la amestec. În concluzie, se pare că sursa de aprovizionare cu petrol brut, folosit pentru reziduu, este cu mult mai importantă decît viscozitatea acestui reziduu.

Trebuie, pe de altă parte, să semnalăm că, datorită faptului însuși al circulației diferitelor, nave, combustibilii folosiți variază, în cele mai multe cazuri, pentru același motor, după locurile de alimentare. Unele cargouri navighează totuși pe linii deosebit de regulate, alimentîndu-se adesea la extremitatea fiecărei linii cu un combustibil relativ bine definit. Se întîmplă chiar, în unele cazuri, ca vasele să nu se alimenteze decît la un anumit loc pe traseul lor și deci să nu folosească decît un singur tip de combustibil.

b) *Uzurile motoarelor PC care funcționează cu combustibil greu.* În tabela 5 se arată cifrele medii ale uzurilor constatate la motoarele PC 2 alimentate cu combustibili grei. Aceste cifre se bazează pe examinarea a mai mult de 30 motoare. Nici o observație deosebită nu este de făcut asupra valorilor arătate, doar că ele confirmă faptul cunoscut că motoarele în 4 timpi, cu combustibili grei, au mai ales uzurile cămășilor sensibil inferioare celor înregistrate la motoarele convenționale în 2 timpi și, practic, independente de viscozitatea combustibilului, după cum se poate vedea din figura 3 care prezintă uzurile cămășilor (la punctul mort interior al primului segment) în 1/1 000 mm la 1 000 ore de funcționare pentru motoarele examinate, în funcție de viscozitatea combustibililor utilizați.

În ceea ce privește articulațiile, nu se pot furniza date, deoarece nu s-au făcut determinări. Numai în general se poate afirma că aici situația se prezintă cu uzuri nemăsurabile și materializată prin faptul că straturile superficiale de staniu-plumb, de 0,04 mm grosime, care acoperă cuzineții sînt încă prezente pe mai mult de 1/3 din suprafața de frecare, după 20 000 ore de serviciu. În unele cazuri în care stratul de frecare a dispărut, acest lucru poate fi corelat cu o calitate insuficientă a filtrării uleiului sau cu pătrunderea accidentală a apei, dar nicidecum cu combustibilul folosit.

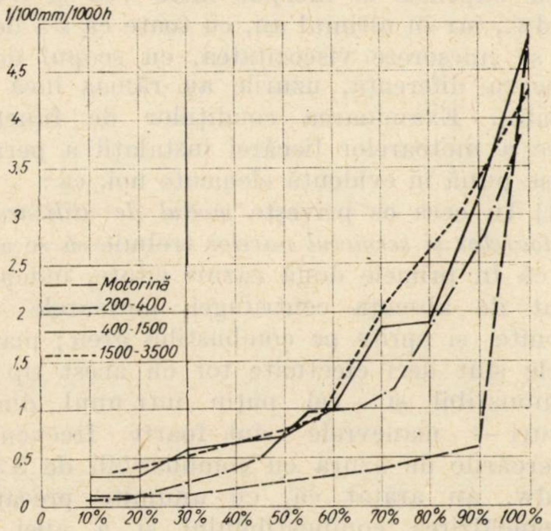


Fig. 3

În fine, trebuie semnalat că, din totalitatea motoarelor în prezent în serviciu, nu s-a produs nici un caz de coroziune a vreunui cuzinet de bielă sau de arbore cotit.

Totuși trebuie citate trei cazuri anormale în care cifrele rezultate diferă sensibil de mediile indicate. În fiecare dintre ele, valorile anormale privesc uzurile cămășilor, segmenților și — într-o măsură mai redusă — a canalelor din piston. Pentru cămăși și segmenți uzurile ating de trei ori valorile date mai înainte. În ceea ce privește pistoanele, cifrele sînt mai puțin sigure, măsurările făcînd să apară o creștere care ar fi de ordinul unui factor egal cu numai 2, dar încă nu sistematic. Nu s-a găsit încă o explicație riguroasă a acestor anomalii. Tipul combustibilului nu poate fi pus în discuție, deoarece într-unul dintre cazuri, combustibilul este de 3 500 Redw. și mereu alimentat dintr-un singur loc, avînd o compoziție constantă; în al doilea caz, combustibilul este de 1 000—1 500 Redw., cu compoziție constantă dar cu două analize diferite, după cum este alimentat la un capăt sau altul al liniei și, în fine, în al treilea caz, combustibilul este alimentat în porturi diferite, necunoscîndu-se toate analizele (totuși viscozitățile erau cuprinse la început între 700 și 3 000 Redw., iar în ultimul an, cu toate că s-a decis să se micșoreze viscozitatea, cu scopul de a observa diferența, uzurile au rămas încă ridicate). Examinarea condițiilor de funcționare a motoarelor fiecărei instalații a permis să se pună în evidență elemente noi, ca :

1) În ceea ce privește *modul de utilizare a motoarelor și serviciul navelor* trebuie să se arate că în primele două cazuri citate, independent de absența centrifugei, motoarele sînt pornite și oprite pe combustibil greu; manevrele sînt deci efectuate tot cu acest tip de combustibil și — cel puțin într-unul dintre cazuri — manevrele sînt foarte frecvente; încercările de uzură cu combustibili de 3 500 Redw. au arătat că, cu anumite precauții (preîncălzirea combustibilului și a apei de răcire a injectoarelor), acest tip de funcționare nu avea inconveniente asupra uzurii motoarelor, cu condiția de a lua în considerare orele de manevră ca și orele de serviciu în mers liber. Este posibil ca temperaturile dorite ale apei de răcire a motorului să nu poată fi tot timpul menținute, ca și cele ale combustibilului, astfel o pulverizare defectuoasă, legată de o temperatură a pereților prea joasă, conduce, prin spălarea pereților și condensarea produșilor acizi, la aceste uzuri anormale. Acest proces a fost controlat prin examinarea uzurilor la o navă meteorologică echipată cu un motor 8 PC2L, care funcționează adesea la puteri joase și la care, cu toate că folosea combustibil diesel, uzura cămășilor este mai mare decît la 0,04 mm/1 000 ore, adică cel mai înalt grad de uzură găsit pe totalitatea motoarelor PC 2 în serviciu. Pentru a dovedi acest fapt, s-a procedat la modificări pe navele interesate: s-a folosit combustibil-diesel sistematic atît în timpul manevrelor cît și pentru oprire și pornire, în locul combustibilului greu. Rezultatul a fost net, deoarece, după 3 000 ore de funcționare suplimentară, uzura cămășilor, care era înainte de 0,025 mm/1 000 ore, a devenit, practic, nemăsurabilă și evident mai mică decît 0,01 mm/1 000 ore. Mai trebuie menționat că, o dată cu folosirea combustibilului-diesel pentru manevre, s-au instalat și desicatoarele pentru reținerea apei condensate din aerul de supraalimentare, precum și centrifugele în circuitul combustibilului. În ceea ce privește desicatoarele, influența lor este cu siguranță redusă, deoarece nu s-a observat niciodată vreo diferență de uzură la folosirea lor.

2). Al treilea caz anormal se pare că poate fi explicat prin *folosirea cămășilor cu un conținut de fosfor inferior lui 0,1%*; montarea simultană a unor cămăși noi cu același conținut, precum și a unor cămăși cu 0,4% fosfor, a permis să se reducă gradul de uzură radială la primul segment într-o proporție de 4 la 1. În acest caz, uzura anormală se limita numai la grosimea radială a segmenților de foc și la cămăși.

3). Este greu de apreciat cantitativ *influența tratării combustibilului*, în speță centrifugarea sa. Ea ar putea să fie importantă pentru combustibilii cu conținut ridicat în cenușă, dacă aceasta are dimensiuni inferioare pragului de filtrare (mai mici decît 8—10 microni). Totuși efectul absenței centrifugei a fost examinat prin analiza a cel puțin unul dintre cazuri și, de asemenea, în uzină; rezultatele au fost mai degrabă în avantajul combustibililor numai filtrați; pe de altă parte, alte motoare — dar de pe nave care nu au același trafic sau din centrale terestre — funcționează în condiții comparabile fără uzuri anormale. În plus, uzurile pistoanelor pompelor de combustibil ar trebui să confirme aceste considerații; or, ele apar normale, cu excepția unui singur motor al cărui element fin filtrant era defect și deci permite explicarea constatărilor făcute.

c) *Întreținerea motoarelor PC 2 alimentate cu combustibil greu.* Cadențele vizitelor de întreținere la motoarele PC 2 sînt aceleași atît cu combustibil-diesel, cît și cu combustibil greu. Aceasta mulțumită unor îmbunătățiri aduse mai multor piese, fără de care s-ar fi constatat diferențe de ținută.

Astfel, *pentru injectoare,* durata dintre două vizite este aceeași (1 000 — 1 500 ore). Cu toate acestea, pentru a evita griparea acelor la funcționarea cu combustibil greu, jocul dintre ac și corpul injectorului a fost ușor mărit. Pentru a compensa creșterea presiunii de injecție, diametrele orificiilor pulverizatoarelor au fost mărite de la 0,55 la 0,60 mm. De asemenea, pentru a evita coroziunile la vîrful pulverizatorului și formarea trompetelor de carbon la ieșirea din orificii, temperatura apei de răcire la intrarea în injectoare a trebuit să fie menținută riguros între 35 și 55°C. În fine, o ultimă modificare a fost realizată, dar aceasta este valabilă pentru orice combustibil: cutiile acelor au fost confecționate din oțel de cementare.

În ceea ce privește *pompele de combustibil*, acestea nu au ridicat probleme speciale (cu condiția unei bune funcționări a filtrelor), uzurile permițînd să se funcționeze cu acestea între 20 000 și 24 000 ore fără nici o intervenție. Trebuie amintit însă tratamentul termic de stabilizare a pistoanelor pompelor, care a trebuit să fie pus la punct pentru evitarea oricărei deformații anormale ale acestor piese în serviciu, mai ales prin contactul lor cu combustibilul greu.

Cu privire la *uleiurile de ungere*, se știe că acestea sînt diferite de cele clasice, și anume sînt uleiuri bazice, astfel încît produsele sulfuroase care pot fi conținute în gazele ce trec pe lîngă segmenți să poată fi neutralizate. Astfel devine posibil să se evite, pe de o parte, uzurile anormale ale ansamblului cămașă-segment și, pe de altă parte, coroziunile pieselor în mișcare. Aceste uleiuri conțin de altfel și alți aditivi, în special detergenți. În cursul exploatării trebuie verificat indicele de bazicitate a uleiului, pentru a nu deveni nul. De asemenea, trebuie urmărit gradul de diluare și conținutul în insolubile. Experiența acumulată pînă în prezent a arătat că, în mod obișnuit, chiar în cazul pătrunderii gazelor de ardere în carter, mai mult decît normal, bazicitatea nu se reduce primejdios. Singura primejdie reală este aceea a pătrunderii de apă, în care caz bazicitatea scade rapid și atinge valori apropiate de zero, producîndu-se chiar precipitări de noroi. Nu este posibil să se înlăture apa fără a elimina în același timp și aditivii bazici și detergenții. Singura metodă eficientă este să se înlocuiască uleiul. După cum se vede în figura 4 calitatea plinului de ulei permite o funcționare nedefinită, fără schimbări sistematice, totalitatea indicilor caracteristici stabilizîndu-se la niveluri admisibile. Totuși se remarcă nivelul insolubilelor în heptan care se ridică la aproximativ 4 —5 %. Aceasta ar părea important în comparație cu prescripțiile folosite odinioară pentru uleiurile clasice. De fapt, rezultatele obținute cu grade de insolubile de acest ordin nu fac să apară nici o anomalie, cu condiția ca diferența dintre aceste insolubile și acelea din benzen să fie inferioară lui 1—1,5 %. În ceea ce privește diluarea, este dificil, dacă nu imposibil, să fie cunoscută plecînd de la viscozitate și singura limitare care se impune este aceea relativă la o cădere de mai mult de 50°C față de punctul de flacără.

Cu privire la *pistoane*, semnalăm că, pentru a evita uzura prematură a primului canal de piston, acest canal este sistematic apărat de către un port segment din fontă cu mangan. Pistoanele trebuie inspectate după 10 000—12 000 ore, în principiu, pentru schimbarea segmenților.

Ținuta *supapelor de evacuare era*, în ultimii ani, problema crucială a motoarelor în 4 timpi alimentate cu combustibili grei. Rezultatele obținute în prezent cu motoarele PC sînt excelente și sînt obținute cu două tipuri de supape:

1) Supapele cu dispozitiv rotocap și cu acoperire specială a suprafețelor portante, care dau satisfacție completă; totalitatea motoarelor care au aceste trăsături se bucură de o durată medie de funcționare între două inspecții succesive, de aproximativ 5 000 ore, iar numărul supapelor găsite arse la aceste inspecții sau în serviciu este mai mic decît 10 % din numărul total al supapelor în serviciu. Totuși, în prezent, acest fapt nu este real decît dacă conținutul de venadiu al combustibililor folosiți este mai mic decît 100 — 150 ppm. Cînd acest conținut este depășit, rezultatele sînt mai eratice și depind mult de puterea folosită.

2) — Supapele răcite cu aer, care permit să se suprime orice limitare a conținutului de vanadiu în combustibil și se bucură de o siguranță mai mare, evitînd — mai ales în cazul navelor automatizate — orice oprire a motoarelor în mare . Punerea la punct a acestui tip de supapă a fost dificilă din cauza nivelului tensiunilor mecanice și termice ale acesteia. În prezent, s-au rezolvat toate problemele legate de ținuta mecanică a capetelor de supapă. Problemele ruperilor tubului de aducțiune a apei în supape au avut originea adesea în greșelile de tratare a apei de răcire, și de asemenea în poziționarea greșită a tubului la sudarea sa, care a condus la tensiuni ridicate. Soluția s-a găsit prin folosirea unui oțel mai puțin sensibil la coroziune și prin precauții suplimentare în timpul fabricației. O ultimă problemă, apărută după cîteva mii de ore de funcționare, a fost aceea a coroziunii tijei supapelor, în ciuda acoperirii cu un strat protector de molibden. Mărimea coroziunilor a putut fi redusă, într-un prim stadiu, prin obturarea porilor care există în depunerile de molibden. Pe această cale, cu toată prezența coroziunii, durata de funcționare între inspecții este practic identică cu aceea de la motoarele alimentate

cu combustibil-diesel, adică 5 000—6 000 ore, ori care ar fi tipul de combustibil greu folosit. Înlocuirea stratului de molibden prin unul de stelit a permis să se rezolve complet problema coroziunii. Totuşi, punerea în aplicaţie a acestei noi protecţii a impus, datorită temperaturii depozitului, modificări suplimentare ale formei, în scopul de a evita ca încălzirea provocată să aibă consecinţe asupra caracteristicilor mecanice ale restului supapei.

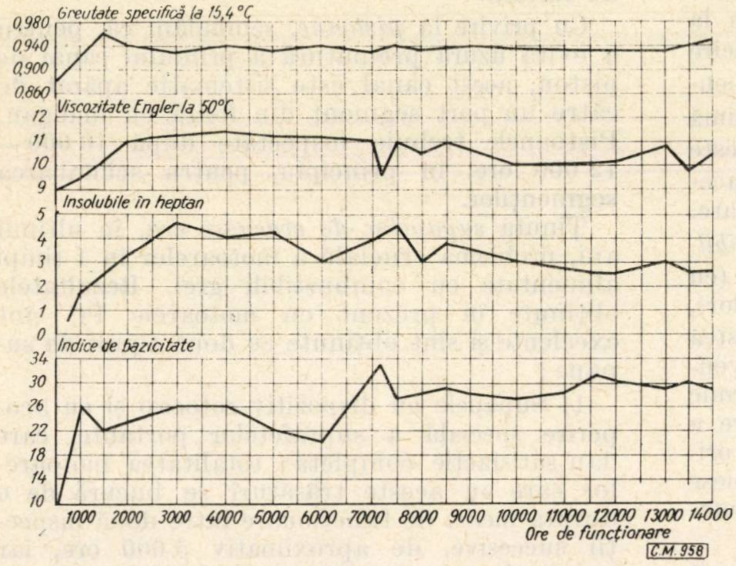


Fig. 4

Posibilităţile de perspectivă ale motoarelor semirapide

S-a arătat că motoarele semi-rapide permit, pe baza unui singur tip de cilindru, să se obţină motoare de propulsie pentru tipuri extrem de diferite de nave, ajungînd pînă la un petrolier de 135 000 tone. În acest caz, se utilizează totuşi trei motoare. Cum numeroşi utilizatori preferă să limiteze numărul motoarelor pentru aparatul de propulsie la două, a fost necesar dacă se dorea mărirea cîmpului de aplicare a motoarelor semirapide — să se mărească puterea lor unitară. Pentru aceasta, SEMT — bazîndu-se pe experienţa cîştigată cu motoarele PC2 — a studiat un nou motor denumit PC3.

a) *Descrierea motorului PC3.* Motorul are alezajul de 480 mm şi cursa de 520 mm. Concepţia sa generală este foarte apropiată de aceea a motorului PC2, deoarece păstrează batiul sudat, bielele alăturate, arborele cotit suspendat, tiranţii de strîngere a chiulaselor prinşi în partea inferioară a batiului, axele cu came laterale şi prezenţa cămăşii de apă. Totuşi, puterea a crescut faţă de PC2 cu 80 %, fără mărirea importantă a ancombramentului, deoarece antraxul care separă două motoare este de 4,100 m faţă de 3,6 m la PC2. De asemenea greutatea specifică este de 10 kg /CP adică mai redusă decît la PC2. Aceasta a fost realizată datorită creşterii alezajului de la 400 la 480 mm şi totodată creşterii presiunii medii de la 15 la 18 kgf/cm^2 în prima etapă şi la 20 kgf/cm^2 în a doua etapă. Puterea maximă continuă pe cilindru este de 850 CP la 460 rot/min, iar în a doua etapă va atinge 950 CP la 470 rot/min. În figura 5 se arată caracteristicile prototipului 12 PC3V. Obţinerea acestui nivel mai ridicat al performanţelor a necesitat, fireşte, faţă de motorul PC2, unele modificări relativ importante ale majorităţii pieselor supuse fie la tensiuni alternante, fie la temperaturile ciclului. De altfel, s-au mai adus modificări fie în scopul de a îmbunătăţi procesul de fabricaţie, fie pentru reducerea duratei de montare şi demontare, fie, în fine, pentru mărirea duratei dintre două operaţii succesive de întreţinere.

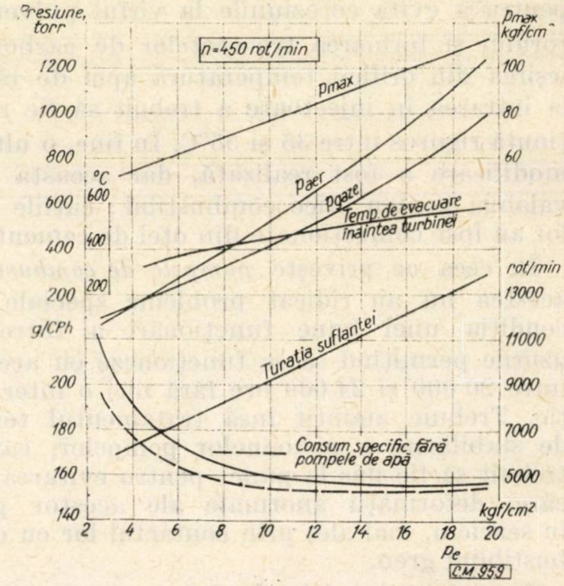


Fig. 5

b) *Piese supuse la eforturile şi temperaturile de ardere.* În ceea ce priveşte pistonul, ţinînd seamă de experienţa acumulată, s-a hotărît să se ia în considerare trei tipuri diferite de pistoane (dar toate răcite cu ulei în circulaţie prin camere inelare şi folosind deci efectul shaker) :

1) — Pistoane în întregime din aliaj uşor. Acest tip a fost desenat după ce camera de răcire a fost studiată prin încercări de fotoelasticimetrie, astfel încît tensiunile de origine mecanică, pentru o suprafaţă de schimb dată, să fie cele mai mici posibile. Aceste studii au arătat posibilitatea de a mări înălţimea camerei de inelare fără a influenţa tensiunile şi au demonstrat importanţa deosebită a grosimii peretelui care separă canalul faţă de boltă. Primele încercări efectuate în serviciul cu aceste pistoane au arătat că temperatura primului canal atingea limita fixată şi o depăşea uşor, deoarece se ajungea

la 190°C pentru 800 CP/cil şi 450 rot/min (fig. 6 sus). Ca urmare, acestă soluţie a fost abandonată.

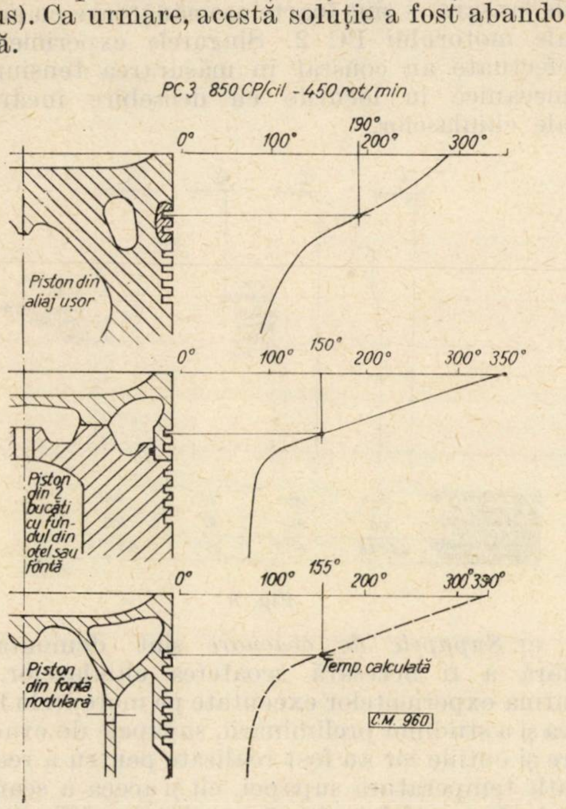


Fig. 6

2). Pistoane din două bucăţi. Acestea au avantajul de a putea reduce grosimile pereţilor metalici la o valoare la care avantajele conductibilităţii aliajului să dispară uşor complet. În adevăr, grosimile pereţilor care separă camera de răcire faţă de partea în contact cu gazele pot fi aduse, la pistonul cu diametrul de 480 mm, la valori de ordinul a 15—20 mm, în timp ce acestea trebuie să fie de cel puţin 45 mm în cazul pistoanelor din aliaj uşor. Dat fiind că raportul conductibilităţilor termice este de 1 la 3 sau 4, se observă imediat că este posibil să se elimine mai multă căldură la un piston cu fundul din oţel decît la un piston în întregime din aliaj uşor. Schema din figura 6 (mijloc) arată configuraţia pistonului din două părţi, folosit la încercările noastre. Rezultatele obţinute chiar de la început au confirmat corecta fundamentare a studiilor anterioare, temperatura în fundul primului canal neatingînd, de data aceasta, 150°C la nivelul primului segment. Bineînţeles, dezavantajul acestor pistoane constă în greutatea lor mai ridicată (240 kg faţă de 200 kg pentru pistonul din aliaj uşor). Această creştere a greutăţii are drept consecinţă o majorare a forţelor de inerţie şi deci un risc de uzură mai rapidă a arborilor cotiţi. Rezultatele obţinute însă au arătat că acest lucru nu este de temut, deoarece, după 4 000 ore de funcţionare pe motorul de încercare la turaţia maximă, uzura arborelui cotit era încă nemăsurabilă. Ea este deci, cu siguranţă, mai mică decît totalul de 0.01 mm, fie numai 2,5 microni la 1 000 ore de funcţionare. S-a citat dezavantajul pistoanelor cu fundul din oţel la alimentarea cu combustibili reziduali, şi anume uzura primului canal. În fapt, pentru a împiedica apariţia acestei uzuri, canalele au fost călite prin înaltă frecvenţă, ceea ce a permis obţinerea unei uzuri a primului canal care pare egală cu aceea măsurată pe pistoanele din aliaj uşor, ale motoarelor PC2, dar echipate cu portsegmenţi din fontă cu mangan şi anume de ordinul a 0,01—0,02 mm/1 000 ore. În ceea ce priveşte ţinuta mecanică a pistonului din două bucăţi — şi mai ales aceea a buloanelor de asamblare şi a suprafeţelor de contact al părţii din oţel cu partea din aliaj uşor — încercările de 3 500 ore la presiuni medii de 19 kgf/cm² şi turaţie de 450 rot/ min au dat rezultate mai mult decît satisfăcătoare, fără nici o anomalie. Ca urmare, s-a ales acest tip de piston pentru echiparea motoarelor de serie.

3) — Pistoane din fontă nodulară. Acest tip de piston, arătat în figura 6 (jos) şi în figura 7, este derivat din pistoanele realizate în serie pentru alezaje mai mici. Principiul său constructiv derivă, pe de o parte, din transmiterea tuturor forţelor către bazajele bolţurilor prin nervuri verticale care leagă direct partea superioară a pistonului cu bazajele, fără legătură cu mantaua însăşi, şi, pe de altă parte, din folosirea nervuraţiilor care sînt necesare la transmiterea eforturilor de la fundul pistonului la nervurile verticale în scopul obţinerii canalului de răcire. Datorită acestei configuraţii speciale, mantaua nu mai este afectată de dilatarea bazajelor, produsă de

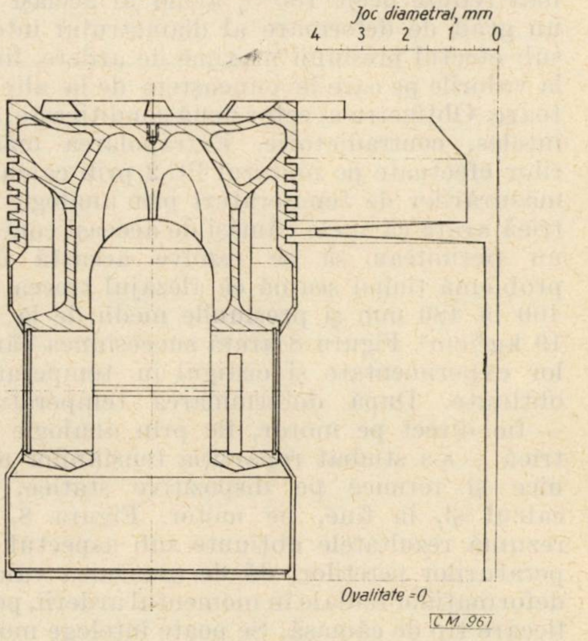
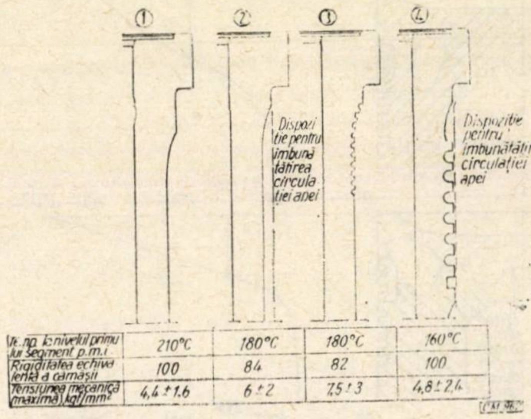


Fig. 7

trecerea căldurii, cum este cazul la alte pistoane. Aceasta are drept consecință o prelucrare mult mai simplă a pistonului (al cărui profil este arătat în figura 7) și, în același timp, mai ușor decît la un piston din aliaj ușor, de unde o basculare mai redusă. În plus greutatea acestui piston nu este decît cu cîteva kilograme mai mare decît aceea a pistonului din aliaj ușor. Experimentarea acestui tip de piston deabia a început pe motorul PC 3 și este deci prea timpuriu să se tragă concluzii definitive. Cu toate acestea, încercările statice au demonstrat că nivelul tensiunilor se situează în interiorul diagramelor lui Goodmann și deci situația este satisfăcătoare. Problema uzurii primului canal de segment se pune independent de ținuta mecanică. Pentru moment nu s-au obținut rezultate privind această problemă la alimentarea cu combustibil greu. Totuși, comparînd cu situația de la motoarele diesel mai rapide, ar trebui să apară o micșorare a gradului de uzură într-un raport de 6 la 1 față de pistonul din aliaj ușor, ceea ce ar trebui să aducă gradul de uzură la o valoare apropiată de aceea a pistoanelor cu portsegmenți din fontă. O soluție de îmbunătățire ar putea consta, dacă va fi necesar, în călirea prin înaltă frecvență sau în cromarea canalului.

c) *Cămășile de cilindru* ale motorului PC 3 au pretins cercetări de laborator foarte extinse în scopul de a obține temperaturile suprafețelor, la nivelul punctului mort al primului segment, mai reduse decît 180°C, avînd în același timp un grad de deformare al diametrului interior, sub efectul presiunii maxime de ardere, limitat la valorile pe care le cunoaștem de la alte motoare. Obținerea acestor două condiții este, bineînțeles, contradictorie. Extrapolarea măsurărilor efectuate pe motorul PC 2 prin calcul și a măsurărilor de temperaturi prin analogie electrică arată că unele cămăși de aceeași concepție nu permiteau să se rezolve această dublă problemă ținînd seamă că alezajul trecea de la 400 la 480 mm și presiunile medii de la 15 la 19 kgf/cm^2. Figura 8 arată succesiunea cămășilor experimentate și cîștigul în temperaturile obținute. După determinarea temperaturilor — fie direct pe motor, fie prin analogie electrică — s-a studiat repartiția tensiunilor mecanice și termice pe dispozitive statice, prin calcul și, în fine, pe motor. Figura 8, care rezumă rezultatele obținute sub aspectul temperaturilor pereților, dă de asemenea valoarea deformațiilor radiale în momentul arderii, pentru fiecare tip de cămașă. Se poate înțelege motivul alegerii cămășii adoptate pentru motorul PC 3 : deformație minimă și temperatură minimă a peretelui pentru tensiuni mecanice care se plasează convenabil în interiorul diagramei Goodmann pentru fontele considerate.

d) *Chiulasele motorului* PC 3 — echipate tot cu două supape de evacuare, două supape de admisiune, o supapă de siguranță și o supapă de lansare — sînt foarte asemănătoare cu acelea ale motorului PC 2. Singurele experimentări efectuate au constat în măsurarea tensiunilor mecanice în locurile cu deosebire încărcate ale chiulaselor.


①
②
③
④
Dispozitie pentru îmbunătățirea circulației apei
Dispozitie pentru îmbunătățirea circulației apei
CM 963

	①	②	③	④
Temp. la nivelul primului segment p.m.i	210°C	180°C	180°C	160°C
Rigiditatea echivalentă a cămășii	100	84	82	100
Tensiunea mecanică (maximă) kgf/mm²	4,4±1,6	6±2	7,5±3	4,8±2,4

Fig. 8

e) *Supapele de evacuare* sînt demontabile fără a fi necesară scoaterea chiulaselor. În urma experiențelor executate pe motoarele PC 2 ca și a studiilor preliminarii, supapele de evacuare și cutiile lor au fost realizate pentru a reduce atît temperatura supapei, cît și aceea a scaunului său, astfel încît să se elimine dificultățile avute în trecut la motoarele alimentate cu combustibil greu cu conținut înalt de vanadiu.

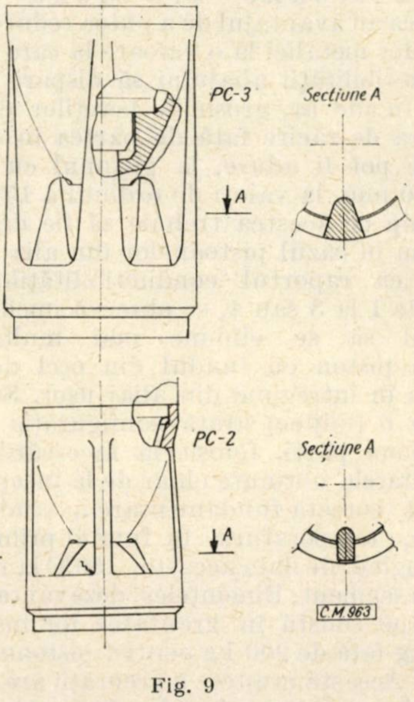


Fig. 9

Astfel, s-au obținut rezultate satisfăcătoare pentru scaune prin majorarea dimensionării brațelor care le leagă de corpul supapei, după cum se vede din figura 9 și, de asemenea, prin mărirea suprafeţei de schimb dintre scaun şi corp, datorită suprafeţei portante suplimentare, realizată în partea centrală. În figura 10 se pot observa tiranţii lungi adoptaţi pentru fixarea corpurilor supapelor. Tiranţii sînt, în plus, lungiţi prin intermediul unor bucşe. Această lungime este suficientă pentru a absorbi complet alungirea provocată de către dilatările braţelor cutiei, fără a le impune acestora tensiuni care să depăşească limita lor de fluaj (fig. 10). Cîştigul de temperatură a suprafeţei portante a supapei astfel obţinut depăşeşte 100°C (pentru aceeaşi presiune medie efectivă şi aceleiaşi viteze medii a pistonului), iar dacă se compară temperaturile scaunelor la puterile maxime continue respective ale celor două motoare, cîştigul este încă de ordinul a mai mult de 20°C (fig. 11). S-au prevăzut pentru motoarele PC 3, ca şi pentru PC 2, supape răcite cu apă, deoarece este greu de ştiut dacă supapele nerăcite vor da satisfacţie în toate cazurile şi mai ales pentru toţi combustibilii folosiţi, de puteri de 900—950 CP/cil. În mod normal, motoarele nu vor fi echipate cu aceste supape, decît dacă se vor utiliza combustibili cu conţinut de vanadiu mai mare decît 150 ppm sau dacă rezultatele în serviciu o vor cere.

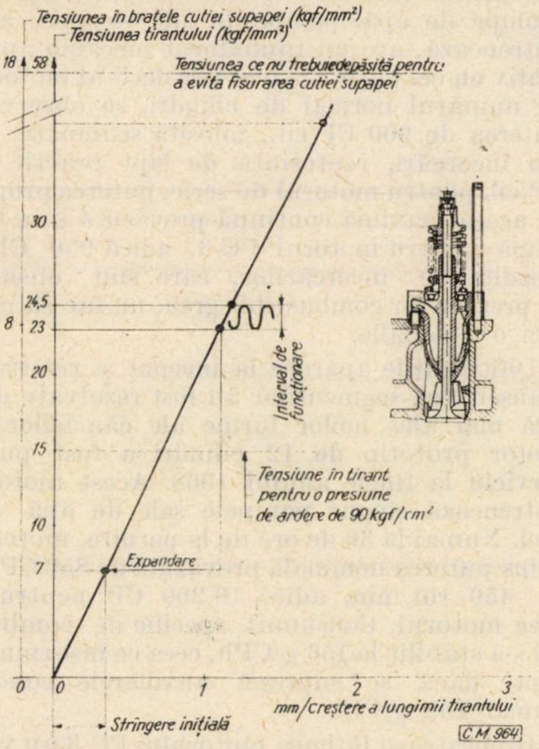


Fig. 10

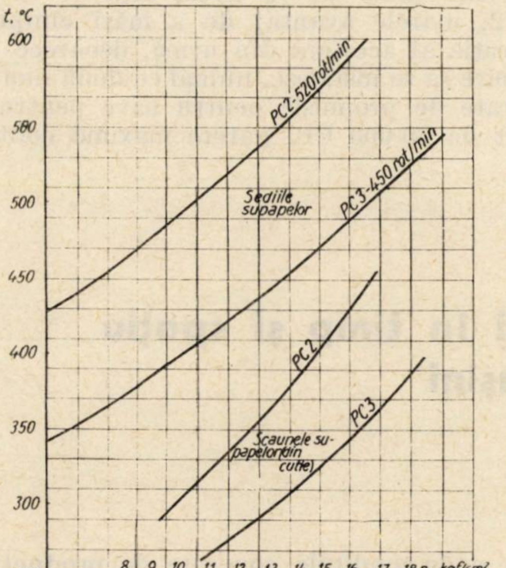


Fig. 11

f) *Dispoziţii constructive diverse.* Celelalte diferenţe mai importante de concepţie faţă de motoarele PC 2 sînt următoarele :

1. Toate motoarele vor fi echipate numai cu două turbosuflante care vor fi dispuse simetric la o singură extremitate a motorului, răcitoarele aerului fiind instalate la capătul opus. Această dispunere, posibilă la motoarele cu 16 şi 18 cilindri prin adoptarea unor dispoziţii speciale la colectoarele de evacuare, are avantajul de a limita numărul turbosuflantelor, deci al maşinilor de întreţinut şi, pe de altă parte, de a evita ca instalatorul să fabrice şi să instaleze conducte de evacuare la ieşirea din turbosuflantele care leagă o latură a motorului de cealaltă şi care împiedică adesea implantarea macaralelor, cum şi manipularea lor în timpul operaţiilor de întreţinere. În plus, această dispunere permite absorbţia completă a zgomotelor emise de turbosuflante, care sînt cele mai neplăcute pentru personal, prin insonorizarea interioară a conductei cilindrice de refulare a aerului care trece de-a lungul motorului pentru a ajunge la răcitoarele de aer. În figura 12 se arată eficienţa acestei insonorizări.

2. Batiul are o singură placă de bază care este legată la traversele care sprijină palierele liniei de arbori printr-o singură sudură, uşor accesibilă şi controlabilă.

3. Palierele arborelui cotit nu mai au capacele strînse printr-un şurub la partea superioară, ci sînt constituite mai simplu la partea superioară din însuşi batiul, iar la partea inferioară dintr-un suport uşor demontabil în scopul vizitării cuzineţilor de paliere şi aceasta fără demontarea intermediară a contragreutăţilor sau al atelajelor adiacente.

4. O altă modificare priveşte însuşi principiul cămăşilor de apă, care sînt în contact cu batiul la partea sa inferioară, evitînd astfel orice flexiune a acoperişului acestuia şi orice transmitere a unei părţi a eforturilor prin tolele situate deasupra plăcii de bază.

5. Pompele de apă și pompa de ulei sînt antrenate, ca totdeauna, prin angrenaje în priză cu acelea ale distribuției, dar, în loc să fie fixate pe cartere separate, palierele lor sînt realizate în batiul însuși.

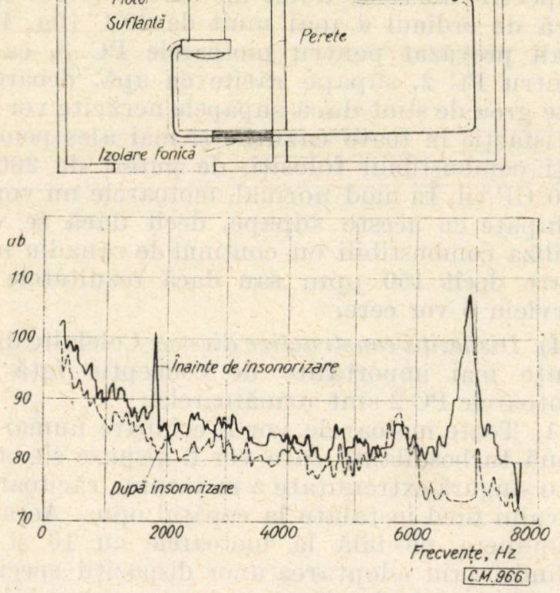


Fig. 12

g) *Rezultate obținute.* Motorul de încercări cu 4 cilindri în V a fost pus în serviciu în cursul lui octombrie 1967 și — cu toate că era vorba de un motor prototip — la sfîrșitul lui 1969, deci aproape un an după punerea sa în serviciu, au fost realizate 4 500 ore de încercări, cea mai mare parte a lor la puteri de ordinul a 900 PC/cil. Ținînd seamă că acest motor, datorită numărului său mic de cilindri și de auxiliare (pompe de apă, pompe de ulei etc.) pe care le antrenează, are un randament mecanic aproximativ cu cel puțin 2 % mai mic decît al motorului cu numărul normal de cilindri, se observă că puterea de 900 CP/cil., folosită sistematic pentru încercări, reprezintă de fapt practic 920 CP/cil. pentru motorul de serie, puterea propiată de aceea maximă continuă prevăzută în a doua etapă pentru motorul PC 3, adică 950 CP/cil. Rezultatele încercărilor, care sînt efectuate în prezent cu combustibil greu, nu fac să apară nici o anomalie.

Dificultățile apărute la început și relative la etanșeitatea segmenților au fost rezolvate datorită mai ales noilor forme ale cămășilor. Un motor prototip de 12 cilindri a fost pus în serviciu la finele anului 1968. Acest motor își antrenează singur pompele sale de apă și de ulei. Numai la 30 de ore de la pornire, motorul a atins puterea nominală prevăzută de 850 CP/cil., la 450 rot/min, adică 10 200 CP pentru întreg motorul. Consumul specific de combustibil s-a stabilit la 156 g/CPh, ceea ce înseamnă de fapt, dacă se suprimă auxiliarele conduse, numai 153 g/CPh.

Greutatea și lățimea motorului PC 3 au valori care păstrează interesul de bază purtat motoarelor semirapide. El va avea, față de motorul PC 2, marele avantaj de a mări cîmpul de aplicație al acestora din urmă, deoarece el va permite să se instaleze, numai cu două motoare, aparate de propulsie pentru nave pentru mai mult de 30 000 CP, putere maximă continuă.

CZ 621 : 658.5

Principiile de bază ale organizării în timp și spațiu a producției în construcția de mașini

Conf. dr. ing. Tudor HOMOȘ — Institutul politehnic – București
Asist. ing. Stana COSTOIU — Institutul politehnic – București
Șef lucrări ing. Coca VLASIU — Institutul politehnic – București

În condițiile ritmului rapid al progresului tehnic, organizarea producției și a muncii influențează, prin implicațiile sale, întreaga activitate tehnică, de producție și economico-financiară a întreprinderii, fapt care impune cu stringență în etapa actuală așezarea acesteia pe baze științifice.

Așezarea pe baze științifice implică respectarea unor anumite principii la poiectarea proceselor de producție în timp și spațiu precum și stabilirea în funcție de particularitățile procesului de fabricație și de condițiile concrete de producție ale fiecărei unități de producție, a celor mai raționale forme și metode de organizare a producției și a muncii.

Particularitățile procesului de producție și organizarea producției în construcția de mașini.

Industria construcțiilor de mașini și prelucrarea metalelor este ramura industrială cu fabricația cea mai eterogenă, atît din punctul de vedere al destinației economice, cît și al gradului de complexitate constructivă și tehnologică a produselor.

Prin natura sa, construcția de mașini comportă prelucrarea simultană sau succesivă, pe baza unor procese tehnologice individuale, a unui număr foarte mare de piese, subansamble, care în faza finală alcătuiesc prin asamblare un anumit produs. Activitățile și fenomenele care au loc în industria de mașini au deci în general un caracter discontinuu-discret, ceea ce conferă procesului de producție o serie de caracteristici specifice, care prezintă o mare importanță pentru organizarea științifică a producției și a muncii.

Ultimului stadiu al fabricației în industria de mașini îi corespunde întotdeauna un proces de asamblare unde, din punct de vedere tehnologic, rolul esențial îl au operațiile destinate modificării dispoziției spațiale a obiectelor muncii *.

Această particularitate obligă la asigurarea unei sincronizări a fabricației cel puțin în faza anterioară începerii ultimului stadiu de lucru, deoarece lipsa unei sincronizări, dinainte determinată, împietează asupra ritmului în care se desfășoară procesul de producție.

Caracterul discontinuu-discret al fenomenelor care au loc în unitățile aparținînd industriei construcțiilor de mașini se reflectă și în ansamblul procesului de producție care, la rîndul său, este alcătuit dintr-un șir întreg de procese de bază, auxiliare, de deservire și anexe, cu o structură discontinuă.

Cu excepția unui număr mic de procese, ca de exemplu topirea și turnarea metalului, tratamentul termic (din cele de bază), sau procesele destinate producerii energiei (din cele auxiliare), restul proceselor din întreprinderile constructoare de mașini, chiar și atunci cînd sînt conveerizate sau se desfășoară în linii de transfer automate, au în principiu flux tehnologic operațional discontinuu.

Complexitatea acestui flux tehnologic operațional este condiționată de formele și dimensiunile brute și finite ale semifabricatului și piesei, de prescripțiile tehnice (precizie dimensională, calitatea suprafeței etc.), precum și de volumul de producție.

Organizarea științifică a producției și a muncii este îngreuiată considerabil de efectele negative introduse de această particularitate în mecanismul de conducere, programare și desfășurare operativă a procesului de producție.

Iată de ce conceptele moderne de organizare vizează în principal crearea condițiilor necesare și suficiente, care să permită îmbinarea și sincronizarea componentelor discrete într-o asemenea măsură încît procesul de fabricație respectiv să poată fi considerat în ansamblu ca un proces cu caracter continuu. *O astfel de abordare a cerințelor fundamentale ale organizării explică atît necesitatea respectării unor principii de bază în proiectarea proceselor de producție, în timp și în spațiu, cît și tendințele moderne de creștere a seriei de fabricație, prin concentrarea și specializarea producției, prin tipizare, unificare, standardizare, prin introducerea tehnologiei de grup, în așa fel încît interșanjabilitatea operațională a obiectelor muncii împreună cu cea funcțională, să creeze o structură de fabricație omogenă.*

Numărul de parametri variabili în timp, care intervin într-un proces tehnologic (de bază sau auxiliar) este foarte mare.

În construcția de mașini se utilizează o mare diversitate (din punctul de vedere al destinației tehnologice) de agregate, mașini-unelte și instalații avînd o mare dispersie în spațiu; numeroase scule, dispozitive și verificatoare; o gamă largă în ce privește nomenclatura și sortimentul de materii prime, materiale, semifabricate și piese procurate din comerț.

Combinațiile permise de evoluția în timp a obiectelor muncii în cadrul unei structuri de producție date, pot fi considerate ca fiind practic oricît de numeroase.

Din aceste motive, simularea și modelarea matematică a proceselor de conducere și dirijare a producției din întreprinderile constructoare de mașini, comportă încă însemnate dificultăți.

Din cele prezentate se poate desprinde concluzia că existența caracterului eterogen, complex, multioperațional, dinamic, dispersia în spațiu și discontinuitatea în timp reprezintă principalele particularități ce caracterizează procesul de producție în construcția de mașini.

Particularitățile arătate determină ca latura organizatorică, de asigurare, pe baza respectării unor principii specifice, a unei sincronizări dinainte determinate a desfășurării în timp și spațiu a producției în conformitate cu ritmul stabilit, să constituie una dintre problemele principale și în același timp de mare dificultate ale fabricației moderne de mașini.

Principiile care stau la baza proiectării proceselor de producție în timp și spațiu

În industria constructoare de mașini, combinarea în timp și spațiu a factorilor care acționează în procesul de producție este subordonată unor legi complexe, care trebuie atent studiate, pentru a vedea cum influențează asupra economicității fabricației.

În construcția de mașini baza teoretică a proiectării proceselor de producție în timp și spaţiu o constituie legea generală a organizării producţiei şi muncii în conformitate cu succesiunea optimă a operaţiilor procesului tehnologic şi cu respectarea principiilor proporţionalităţii, paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii.

---

* Se presupune acceptată concepția potrivit căreia după încheierea stadiilor tehnologice de fabricație pot urma stadii de probe, verificări, reglaj, reasamblări la beneficiar etc. Acestea au în industria modernă o pondere mereu crescîndă în raport cu complexitatea produselor, spre exemplu, asemenea tendințe sînt tot mai evidente în industria de mașini-unelte grele, a construcțiilor navale și aeriene, a instalațiilor complexe etc.

Luarea în considerare a legii generale şi a principiilor ce stau la baza organizării producţiei, constituie o necesitate obiectivă izvorîtă din particularităţile fabricaţiei de maşini, avînd drept scop crearea condiţiilor necesare şi suficiente, care să permită îmbinarea şi sincronizarea într-o asemenea măsură a componentelor discrete, încît procesul de producţie respectiv să poată fi considerat în ansamblu ca un proces cu caracter continuu.

1. *Principiul proporţionalităţii* se aplică la desfăşurarea în spaţiu a proceselor de producţie. Conform acestui principiu, dimensionarea verigilor de producţie înlănţuite tehnologic trebuie astfel făcută încît să fie posibil ca o aceeaşi cantitate N de obiecte ale muncii să parcurgă într-un interval de timp T toate operaţiile (i) în succesiunea proiectată a procesului tehnologic şi să se obţină în final producţia finită planificată.

Prin luarea în considerare a cerinţelor principiului proporţionalităţii se creează condiţiile materiale necesare pentru ca între consumul de timp efectiv (t_i) la fiecare operaţie (i) şi numărul de locuri de muncă (m_i) să existe un aport constant, conform relaţiei :

$$\frac{t_1}{m_1} = \frac{t_2}{m_2} = \ldots = \frac{t_i}{m_i} = \ldots = \frac{t_k}{m_k} = \text{ct.} \qquad (1)$$

Principiul proporţionalităţii se aplică în mod diferenţiat cu ocazia dimensionării unităţilor de producţie, în funcţie de condiţiile concrete de producţie şi, în primul rînd, de sistemele de fabricaţie (individual, serie, masă).

În condiţiile fabricaţiei de masă, unde se impune o astfel de îmbinare şi sincronizare a componentelor discrete, încît procesul de fabricaţie să poată fi considerat în ansamblul său ca un proces continuu, respectarea integrală a cerinţelor principiului proporţionalităţii constituie o necesitate obiectivă.

De aceea ritmul de lucru la fiecare operaţie (i) a procesului tehnologic de prelucrare a unui tip de piesă (g) trebuie să se găsească în raport cu ritmul mediu planificat al fabricaţiei în următoarea relaţie :

$$r_{1i} \leqslant r_g \qquad (2)$$

unde :

r_{1i} este ritmul de lucru la fiecare operaţie (i), calculat cu relaţia :

$$r_{1i} = \frac{t_i}{m_i}; \qquad (3)$$

r_g — ritmul mediu planificat al fabricaţiei, determinat conform relaţiei :

$$r_g = \frac{F_n}{N_g}\left(\frac{timp}{buc}\right) \qquad (4)$$

F_n — fondul nominal de timp de lucru al perioadei considerate :

$$(F_n = Z_1 \cdot K_s \cdot h): \qquad (5)$$

Z_1 — zile lucrătoare în perioada considerată ;

K_s — număr de schimburi lucrătoare pe zi ;

h — ore lucrătoare pe schimb ;

N_g — volumul de piese planificat pentru perioada de timp considerată.

Conform relaţiei (2) pentru toate piesele ($g = 1, \ldots, u$) aparţinînd unui produs (j), care se prelucrează, spre exemplu, mecanic, trebuie să se respecte condiţia :

$$\left.\begin{array}{l}
\dfrac{t_{1.1}}{m_{1.1}} = \dfrac{t_{2.1}}{m_{2.1}} = \ldots = \dfrac{t_{i.1}}{m_{i.1}} = \ldots = \dfrac{t_{k.1}}{m_{k.1}} = r_1 \\
\dfrac{t_{1.2}}{m_{1.2}} = \dfrac{t_{2.2}}{m_{2.2}} = \ldots = \dfrac{t_{i.2}}{m_{i.2}} = \ldots = \dfrac{t_{k.2}}{m_{k.2}} = r_2 \\
\vdots \\
\dfrac{t_{1.g}}{m_{1.g}} = \dfrac{t_{2.g}}{m_{2.g}} = \ldots = \dfrac{t_{i.g}}{m_{i.g}} = \ldots = \dfrac{t_{k.g}}{m_{k.g}} = r_g \\
\vdots \\
\dfrac{t_{1.u}}{m_{1.u}} = \dfrac{t_{2.u}}{m_{2.u}} = \ldots = \dfrac{t_{i.u}}{m_{i.u}} = \ldots = \dfrac{t_{k.u}}{m_{k.u}} = r_u
\end{array}\right\} \qquad (6)$$

unde :

t_{ig} este consumul de timp efectiv pentru prelucrarea piesei (g) la operaţia (i), stabilit prin normare tehnică sau prin corectarea normelor existente pe baza coeficientului mediu (k) al îndeplinirii normelor de timp ;

m_{ig} — numărul de locuri de muncă la care se efectuează operaţia (i) a piesei (g).

Respectarea principiului proportionalităţii presupune în primul rînd determinarea numărului de locuri de muncă (maşini-unelte) în funcţie de ritmul mediu planificat (r_g) şi consumul de timp efectiv (t_{ig}).

Din condiţia generală exprimată prin relaţiile (6) rezultă că numărul de locuri (maşini-unelte) necesar m_{ig}, cînd consumul de timp este dat, se poate calcula cu formula :

$$m_{ig} = \frac{t_{ig}}{r_g} = a + b \qquad (7)$$

în care :

a este partea întreagă $1, 2, \cdots, q$;

b — partea zecimală.

Deoarece din considerente de ordin practic, trebuie să lucrăm cu numere întregi, numărul de maşini-unelte calculat se majorează sau micşorează pînă la un număr întreg (m_a) după următoarea regulă :

$$\begin{aligned} &\text{a)} \quad m_a = a, \text{ dacă } b \leqslant 0{,}15 \\ &\text{b)} \quad m_a = a + 1, \text{ dacă } b > 0{,}15 \end{aligned} \tag{8}$$

Trebuie însă subliniat că, aplicarea în mod mecanic, fără discernămînt, a acestei reguli poate conduce fie la apariţia unor ,,locuri-înguste'' (cazul a), fie la înrăutăţirea coeficientului de utilizare a maşinilor-unelte şi a creşterii valorii investiţiilor în utilaj şi suprafeţe de producţie necesare (cazul b).

În acest sens se recomandă luarea tuturor măsurilor tehnico-organizatorice de sincronizare a valorilor t_{ig} şi r_g în aşa fel încît din raportul $\frac{t_{ig}}{r_g}$, să rezulte un număr întreg (a), cît mai mic posibil.

Astfel de măsuri pot fi : concentrarea şi diferenţierea operaţiilor, schimbarea parametrilor regimului de aşchiere, modificarea formelor şi dimensiunilor semifabricatelor, organizarea lucrului în paralel, lucru în pachete, înzestrarea cu scule, dispozitive şi verificatoare mai productive, modificarea regimului de lucru, concentrarea producţiei într-o anumită perioadă de timp etc.

În mod deosebit atrag atenţia acele operaţii (i), care după luarea tuturor măsurilor posibile se mai găsesc în situaţia : $b_i < 0{,}15$ deoarece adoptînd $m_a = a$ rezultă : $r_{ii} > r_g$, ceea ce indică existenţa unor ,,locuri înguste''. Eliminarea acestor ,,locuri înguste'' se poate face prin crearea unor stocuri de producţie neterminată ciclică suplimentară, prin organizarea lucrului în trei schimburi sau prin cooperare.

După dimensionare, conform principiului proporţionalităţii, a diferitelor linii tehnologice de prelucrare a pieselor (g) se verifică, la nivelul uzinei, dacă se respectă condiţia :

$$q \cdot r_{1g} \leqslant r_j \tag{9}$$

unde :

r_{1g} este ritmul de lucru al fiecărei linii tehnologice de prelucrare a pieselor ($g = 1, \ldots, u$) ;

q — numărul de piese identice pe un produs (j) ;

r_j — ritmul mediu de fabricaţie planificat al produsului (j) calculat conform relaţiei : $r_j = \frac{F_n}{N_j}$;

N_j — volumul de produse finite planificat din fiecare sortiment (j).

În caz de neconcordanţă se adoptă măsurile tehnico-organizatorice necesare.

În cazul fabricaţiei de serie şi individuale, unde stabilitatea şi omogenitatea în timp a condiţiilor de producţie este mai mică comparativ cu fabricaţia de masă, aplicarea principiului proporţionalităţii la dimensionarea verigilor de producţie înlănţuite tehnologic prezintă o serie de particularităţi.

a) În cazul în care se proiectează o unitate de producţie (întreprindere, secţie, atelier), condiţia generală care trebuie respectată poate fi exprimată matematic astfel :

$$C_{p1j} \geqslant C_{p2j} \geqslant C_{p3j} \geqslant \ldots \geqslant C_{pij} \geqslant \ldots \geqslant C_{p1j} \geqslant C_{pj} > N_j \tag{10}$$

unde :

C_{pij} este capacitatea de producţie a fiecărei unităţi de producţie (grupe de maşini-unelte, atelier, secţie) (i) exprimată în seturi de piese pentru fiecare produs (j), pe intervalul de timp considerat ($i = 1, 2, \ldots, 1$) ;

C_{pj} — capacitatea de producţie a uzinei exprimată în produse (j) în intervalul de timp considerat ($j = 1, 2, \ldots, p$).

În esenţă respectarea principiului proporţionalităţii presupune determinarea numărului de locuri de muncă (maşini-unelte) în aşa fel încît să fie îndeplinită condiţia (10).

În cazul producţiei omogene ($j = 1$) capacitatea de producţie C_{pi} a fiecărei grupe de maşini-unelte se determină cu ajutorul relaţiei :

$$C_{pi} = \frac{F_{di}}{t_i} \tag{11}$$

unde F_{di} este fondul de timp disponibil al grupei de maşini-unelte (i).

Din relaţia (11), punînd condiţia ca $K_u \cdot C_{pi} = N$, rezultă $K_u \cdot F_{di} = N \cdot t_i$, de unde înlocuind şi fondul disponibil cu relaţia : $F_{di} = f_d \cdot m_i$ se obţine în final formula de calcul a numărului necesar de locuri de muncă (maşini-unelte) ;

$$m_i = \frac{N \cdot t_i}{f_d \cdot K_u} = a + b, \tag{12}$$

unde :

K_u este coeficientul de utilizare planificat al capacităţii de producţie ;

f_d — fondul disponibil de timp de lucru al unităţii de utilaj pentru perioada considerată.

Fondul de timp de lucru al unităţii de utilaj (f_d) se calculează pe baza relaţiilor :

$$f_d = Z_1 \cdot K_s \cdot h \left(1 - \frac{\alpha}{100}\right), \text{ sau } f_d = Z_1 \cdot K_s \cdot h - T_r, \tag{13}$$

unde :

α este un procent din fondul nominal de timp afectat reparaţiilor preventive planificate a utilajelor ;

T_r — timpul planificat de staționare în reparații a utilajului *.

În cazul unui sortiment eterogen calculul numărului necesar de mașini-unelte din fiecare tip ($i = 1, \ldots, 1$) se poate face pentru diferitele sortimente de produse ($j = 1, 2, \ldots, p$) cu relația :

$$m_{ij} = \frac{N_j \cdot t_{ij}}{f_d} = a_j + b_j. \qquad (14)$$

Însumînd numărul de mașini-unelte de tipul (i) calculat pentru diferitele sortimente (j) se obține :

$$m_i = \frac{\sum\limits_{j=1}^{p} N_j\, t_{ij}}{f_d} = a + b. \qquad (15)$$

Numărul de mașini-unelte adoptat (m_i) se obține în general pe baza acelorași considerente ca mai sus.

b) În cazul unităților de producție existente, verificarea principiului proporționalității se face prin intermediul calculelor capacității de producție.

Pe baza datelor rezultate în urma calculelor pentru toate grupele de mașini-unelte (i) se elaborează balanța capacității de producție a atelierului sau secției.

Pentru grupele de mașini-unelte (locuri de muncă) care au capacitatea de producție sub nivelul capacității de producție al verigii principale (conducătoare) se stabilesc măsuri tehnico-organizatorice în vederea asigurării cerințelor principiului proporționalității, sau altfel spus, în scopul armonizării capacităților de producție.

Dificultatea metodei constă în faptul că implică elaborarea unui volum mare de grafice corespunzător numărului de sortimente din plan, fiind necesar apoi pentru fiecare sortiment în parte să se stabilească „locurile înguste”, și măsurile tehnico-organizatorice.

Pentru înlăturarea acestor dificultăți prezentăm o metodă mai simplă ce se bazează pe determinarea capacității de producție în unități convenționale comparabile (C_{pik}).

În acest scop, calculul capacității de producție se desfășoară pe grupe de mașini-unelte (i), conform relațiilor :

$$C_{pik} = \frac{F_{dj}}{t_{ci}} \cdot K_{pi}\,, \frac{u \cdot c}{an}, \qquad (16)$$

unde :

t_{ci} este timpul mediu pe unitatea convențională calculat pe baza relației :

$$t_{ci} = \sum_{j=1}^{p} t_{n_{ij}} \cdot a_j\,, \ \frac{ore \cdot maș}{u \cdot c} \qquad (17)$$

a_j — coeficientul structurii tipice a programului de producție.

Coeficientul structurii tipice în funcție de modul cum sînt exprimate sarcinile de plan se determină astfel :

a) cînd sarcinile de plan sînt exprimate în unități de măsură de același fel (spre exemplu, numai în bucăți, sau numai în tone) se utilizează relația :

$$a_j = \frac{N_j}{\sum\limits_{j=1}^{p} N_j}, \qquad (18)$$

b) cînd sarcinile de plan sînt exprimate în unități de măsură diferite (bucăți, tone etc.), se poate calcula cu formula :

$$a_j = \frac{N_j \sum\limits_{i=1}^{k} t_{n_{ij}}}{\sum\limits_{j=1}^{p} \sum\limits_{i=1}^{k} N_j \cdot t_{n_{ij}}}, \qquad (19)$$

în care :

$t_{n_{ij}}$ reprezintă consumul de timp normat pentru prelucrarea unui set de piese necesare produsului (j), la grupa de mașini-unelte (i) ;

K_{pi} — coeficientul mediu progresiv al îndeplinirii normelor de timp.

Avantajul acestei metode constă în faptul că pe baza rezultatelor obținute se elaborează numai o singură balanță a capacității de producție a grupelor de mașini-unelte pe baza căreia se stabilesc „locurile înguste” și măsurile tehnico-organizatorice necesare.

Spre exemplificare, se prezintă în figura 1 balanța capacităților de producție în unități convenționale comparabile a unei secții ce prelucrează un sortiment eterogen de produse ($j = 1, 2, \ldots p$).

Balanța capacităților de producție indică existența unor „locuri înguste” la grupele de mașini-unelte 2, 3, 5, 6, 9 și 10, ceea ce reflectă o situație necorespunzătoare din punctul de vedere al principiului proporționalității. Pentru aceste grupe de mașini-unelte trebuie stabilit un plan care să cuprindă măsuri tehnico-organizato-

---

*) În practica curentă de proiectare se adoptă pentru reparații, indiferent de complexitatea mașinilor-unelte, un timp mediu T_r egal cu 260 ore/an, pentru un regim de lucru în două schimburi, și 460 ore/an pentru trei schimburi (schimbul 3 lucrînd 7 ore). (V. proiect numărul 6862/V—2 elaborat de I.P.I.C.M. pentru Uzina de autocamioane Brașov — secția Mecanică — șasiu). După opinia noastră, utilizarea acestor valori medii în calculul numărului necesar de mașini-unelte, indiferent de timpul și complexitatea reparației utilajului conduce la deformarea realității. Astfel, dacă analizăm normativele pentru reparațiile fondurilor fixe în vigoare, constatăm că se indică valori diferențiate după tipul și complexitatea mașinilor-unelte cuprinse între 75 și 950 ore/an, care se abat destul de mult față de duratele medii de mai sus.

rice de natură intensivă, extensivă, sau complexă în vederea eliminării disproporţiilor de capacitate din cadrul secţiei.

Neînlăturarea ,,locurilor înguste'' va influenţa negativ asupra realizării planului de productie la termenele planificate, *constituind cauza principală a unei activităţi neritmice* şi a lipsei unui decalaj corespunzător între secţiile de bază.

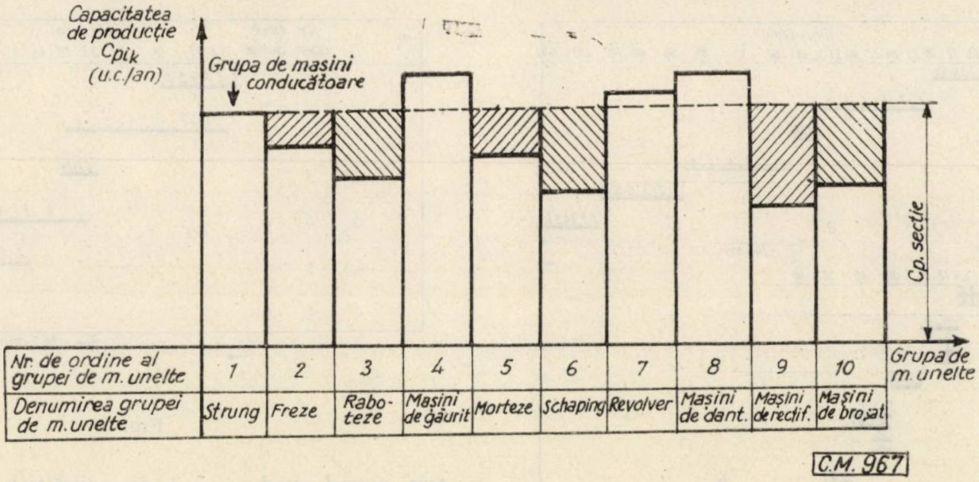


Fig. 1

2. *Principiul paralelismului.* Esenţa acestui principiu constă într-o organizare a procesului de producţie care să permită desfăşurarea în paralel a fabricaţiei, pe un front larg de lucru, adică să existe posibilitatea ca în acelaşi timp obiectele muncii să se prelucreze la diferite operaţii.

Organizarea paralelă este condiţionată de asigurarea în prealabil a condiţiilor materiale necesare impuse de respectarea principiului proporţionalităţii.

În funcţie de sistemul de fabricaţie şi de condiţiile materiale asigurate se deosebesc trei forme tipice de organizare a proceselor de producţie succesivă, paralelă şi mixtă, care constituie cazuri particulare ale principiului paralelismului.

În continuare pe baza unui exemplu concret se va încerca să se scoată în relief legătura reciprocă dintre principiul proporţionalităţii şi paralelismului şi influenţa lor asupra desfăşurării în timp şi spaţiu a procesului de producţie.

În acest scop se consideră cazul unei piese (g), care se prelucrează mecanic. Datele privind procesul tehnologic şi timpii efectivi de prelucrare a piesei la fiecare operaţie sînt următoarele: $t_1 = 3$ min/buc; $t_2 = 6$ min/buc; $t_3 = 1{,}5$ min/buc; $t_4 = 6$ min/buc; $t_5 = 4{,}5$ min/buc; $t_6 = 3$ min/buc. Total: 24 min/buc. Sarcina de producţie zilnică $N_z = 640$ buc/zi; regimul de lucru — două schimburi a 8 ore.

Observaţie. În reprezentările grafice de mai jos se consideră numai componenta tehnologică a ciclului de fabricaţie, iar reprezentarea s-a făcut numai pentru şase piese.

Forma de organizare succesivă se caracterizează prin faptul că transmiterea şi începerea prelucrării obiectelor muncii la fiecare operaţie următoare ($i + 1$), are loc numai după ce a fost terminată prelucrarea tuturor pieselor la operaţia precedentă (i).

În figura 2 se prezintă ciclogramele mişcării succesive a obiectelor muncii în procesul de producţie în două variante, şi anume: cînd nu se respectă şi cînd se respectă principiul proporţionalităţii.

Organizarea succesivă a procesului de producţie (fig. 2a) în condiţiile nerespectării principiului proporţionalităţii $\frac{t_i}{m_i} \neq \frac{t_{i+1}}{m_{i+1}} \neq$ ct, conduce la o durată a componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie (cînd $n = 6$) egală cu:

$$T_{cs_1} = n \sum_{i=1}^{k=6} \frac{t_{ig}}{m_i} = 6 \times 24 = 144 \text{ min *)} \quad (20)$$

unde:

n este numărul de obiecte ale muncii ce se transmit o dată de la un loc de muncă (i) la altul ($i + 1$);

k — numărul de operaţii tehnologice ($i = 1,2,\ldots, k$);

m_i — numărul de maşini-unelte de acelaşi fel, care lucrează simultan la fiecare operaţie tehnologică (i). În cazul nerespectării principiului proporţionalităţii (fig. 2a) se consideră $m_i = 1$;

t_{ig} — timpul efectiv consumat pentru prelucrarea unei piese de tipul (g) la operaţia (i).

---

*) Relaţia (20) de calcul a componentei tehnologice a duratei ciclului de fabricaţie, ca şi relaţiile (21), (22) şi (23) au fost luate din lucrarea 9.

În aceste condiţii cantitatea de piese N_r ce se poate realiza zilnic este egală cu : $N_r = \dfrac{2 \times 8 \times 60}{24} = 40$ piese/zi, ceea ce reprezintă doar 6,25% din sarcina planificată (640 buc).

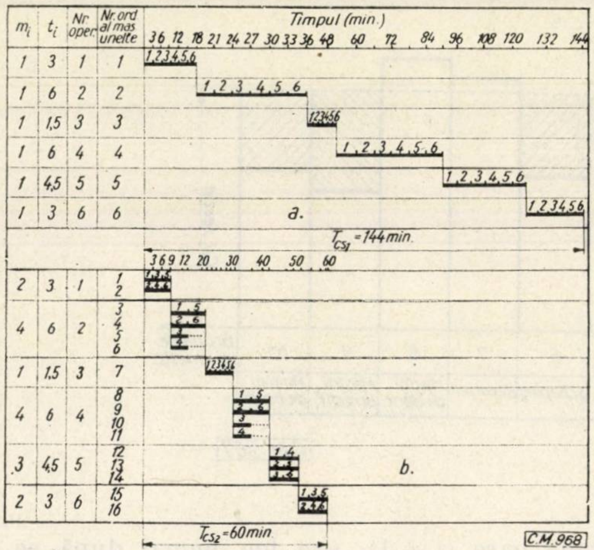


Fig. 2

Respectarea principiului proporţionalităţii în exemplul considerat implică determinarea numărului de maşini-unelte (m_i) pe baza ritmului mediu al fabricaţiei (r_g). Ritmul mediu determinat cu relaţia (4) pentru acest caz este egal cu :

$$r_g = \frac{F_z}{N_z} = \frac{2 \times 8 \times 60}{640} = 1{,}5\,\frac{\text{min}}{\text{buc}}.$$

Numărul de maşini-unelte determinat cu relaţia (7) pentru fiecare operaţie (i) este trecut în tabela din figura 2b.

În condiţiile respectării principiului proporţionalităţii (fig. 2b) se constată că durata componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie se reduce :

$$T_{c_{s_2}} = 60 \text{ min.}$$

Cu toate acestea cantitatea de piese realizată zilnic (N'_r) = este egală cu : $N'_r = \dfrac{2 \times 8 \times 60}{9} =$ $= 107$ buc., ceea ce reprezintă doar 16,7% din sarcina planificată.

Este necesar de subliniat că, în condiţiile fabricaţiei de masă şi serie, organizarea succesivă trebuie evitată chiar în cazul respectării principiului proporţionalităţii, deoarece conduce la o durată mare a ciclului de fabricaţie.

Forma de organizare mixtă se caracterizează prin aceea că obiectele muncii sînt transmise de la un loc de muncă la altul pe loturi de transport (n_t), iar începutul prelucrării la unele operaţii este decalat astfel în timp încît să asigure continuitatea lucrului pentru forţa de muncă şi mijloacele de muncă şi în acelaşi timp o desfăşurare parţială a lucrului în paralel.

În figura 3 se prezintă ciclograma mişcării mixte a pieselor în procesul de producţie (pentru cazul cînd $n_t = 1$) în condiţiile nerespectării principiului proporţionalităţii.

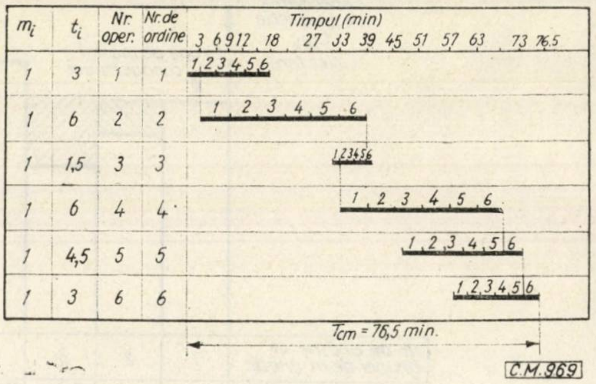


Fig. 3

Durata componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie pentru cazul prezentat în figura 3 se calculează cu relaţia :

$$T_{c_m} = \sum_{i=1}^{k=6} \frac{t_i}{m_i} + (n-1) \sum_{i=1}^{k+1} \left(\frac{t_i}{m_i} - \frac{t_{i+1}}{m_{i+1}} \right) =$$
$$= 24 + (6-1)(4{,}5 + 1{,}5 + 1{,}5 + 3) = 76{,}5 \text{ min.} \qquad (21)$$

Din relaţia (21), ţinînd seamă de fondul de timp zilnic (960 min), precizat la început, rezultă o producţie zilnică de 90 piese, ceea ce reprezintă doar 14% din sarcina zilnică planificată.

Forma de organizare mixtă se justifică numai în condiţiile fabricaţiei de serie, cînd nu se poate respecta integral principiul proporţionalităţii; în cazul respectării principiului proporţionalităţii organizarea mixtă se confundă cu cea paralelă.

Forma de organizare paralelă a procesului de producţie se caracterizează prin aceea că, obiectele muncii se prelucrează în acelaşi timp la diferite operaţii fiind în aşa fel lansate în fabricaţie, prelucrate şi transmise de la o operaţie tehnologică (i) la următoarea ($i + 1$), fără aşteptare.

Dintre cele trei forme de organizare, corespunde integral cerinţelor principiului paralelismului numai forma de organizare paralelă; celelalte două forme de organizare mixtă şi succesivă asigură, aşa cum s-a văzut ,numai o desfăşurare parţială sau de loc a lucrului în paralel.

Observaţie. În relaţia (21) se iau în calcule numai diferenţele $\left(\dfrac{t_i}{m_i} - \dfrac{t_{i+1}}{m_{i+1}} \right) > 0$. Pentru a se lua în considerare şi ultima operaţie (k) se adaugă o operaţie fictivă (k + 1) cu durata $t_{k+1} = 0$.

În figura 4 se prezintă ciclograma mişcării paralele a pieselor în procesul de producţie în condiţiile nerespectării principiului proporţionalităţii.

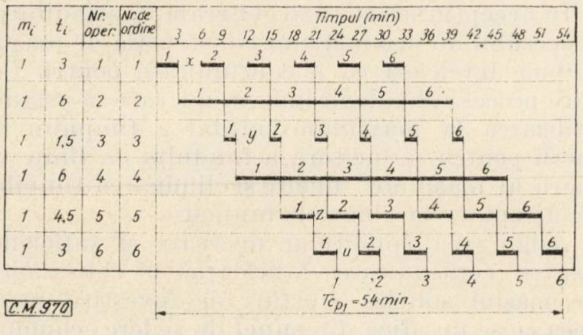


Fig. 4

Durata componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie pentru cazul prezentat în figura 4 se calculează cu relaţia :

$$T_{c_p} = \sum_{i=1}^{k=6} \frac{t_i}{m_i} + (n-1)\left(\frac{t_i}{m_i}\right)_{max} = 24 + (6-1)\frac{6}{1} = 54 \text{ min.} \qquad (22)$$

Din relaţia (22) considerînd fondul de timp zilnic (960 min) rezultă o producţie zilnică de 157 piese, deci sub sarcina zilnică planificată (640 buc.).

Nerespectarea principiului proporţionalităţii condiţionează apariţia unor micropauze nerecuperabile (notate în figura 4 cu *x*, *y*, *z* şi *u*) atît pentru muncitori cît şi pentru maşinile-unelte a căror mărime însumată zilnic pentru toate operaţiile (*i*) şi locurile de muncă se poate calcula cu relaţia :

$$T_t = (n-1)\left[k\left(\frac{t_i}{m_i}\right)_{max} \sum_{i=1}^{k=6}\frac{t_i}{m_i}\right] = (157-1)\left(6\frac{6}{1} - 24\right) = 1\,872 \text{ min} \qquad (23)$$

unde T_t reprezintă pierderile din fondul zilnic de lucru pentru muncitori şi maşini-unelte datorită micropauzelor nerecuperabile, în min-maş sau min-om.

În condiţiile producţiei de serie, respectarea principiului paralelismului este condiţionată de lansarea în fabricaţie a unei cantităţi de obiecte ale muncii identice (lot de fabricaţie) care să permită desfăşurarea lucrului în paralel atît în cadrul unui lot, cît şi a diferitelor loturi de piese ce se prelucrează simultan [8].

3. *Principiul ritmicităţii.* Cerinţa principală pe care o implică acest principiu constă în respectarea strictă a proporţiilor stabilite, în timp şi spaţiu, a procesului de producţie ,ca urmare a aplicării principiilor proporţionalităţii şi paralelismului.

În esenţă, principiul ritmicităţii necesită succesiunea la intervale riguros determinate în conformitate cu ritmul stabilit al aceloraşi lucrări pe aceleaşi locuri de muncă şi o constanţă (egalitate) deplină a consumului de timp pentru executarea acestor lucrări în decursul schimburilor.

În producţia de masă parametrul ritmicităţii este ritmul mediu al fabricaţiei (r_g), care se determină conform relaţiei (4).

În cazul lansării cu întîrziere ($r_g + \Delta r$) a obiectelor muncii, precum şi în cazul depăşirii consumului de timp stabilit ($t_i + \Delta t$), se introduc perturbaţii în sistem ce conduc la apariţia unor micropauze nerecuperabile (aşteptări) pentru toţi factorii procesului de producţie : muncitori, maşini-unelte şi obiectele muncii, care vor împieta asupra ritmului în care se desfăşoară fabricaţia.

În figura 5 se prezintă ciclograma mişcării obiectelor muncii în timp şi spaţiu în condiţiile nerespectării principiului ritmicităţii, respectiv piesa 2 se lucrează cu întîrziere $\Delta r = 0{,}6$ min, iar prelucrarea piesei 6 la operaţia 5 se face cu cu un consum mărit de timp $\Delta t = 0{,}9$ min.

Deşi în exemplul din figura 5 s-a respectat principiul proporţionalităţii şi paralelismului datorită nerespectării principiului ritmicităţii, continuitatea procesului de producţie este întreruptă la maşinile-unelte 7, 8, 12, 15, 16, iar livrarea pieselor nu se mai face conform ritmului stabilit ($r_g = 1{,}5$ min/buc). Durata componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie în aceste condiţii rezultă din relaţia :

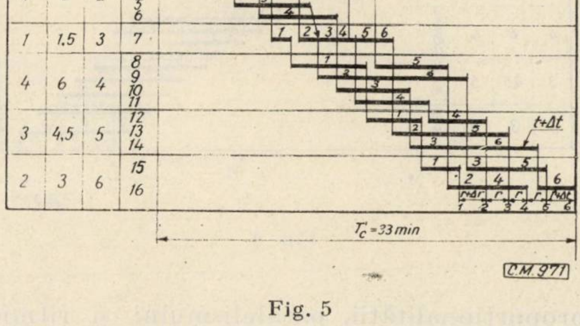


Fig. 5

$$T'_c = \sum_{i=1}^{k=6} t_i + (n-1)\, r_g + \Delta t + \Delta r = 24 + (6-1)\, 1{,}5 + 0{,}6 + 0{,}9 = 33 \text{ min.} \qquad (24)$$

În cazul fabricaţiei de serie, datorită numărului mare de sortimente ce se fabrică în cantităţi relativ mici, parametrul ritmicităţii nu mai poate fi ritmul mediu (r_g), ci perioada de repetare a loturilor (2). Perioada de repetare se calculează cu relaţia :

$$R = r \cdot n, \qquad (25)$$

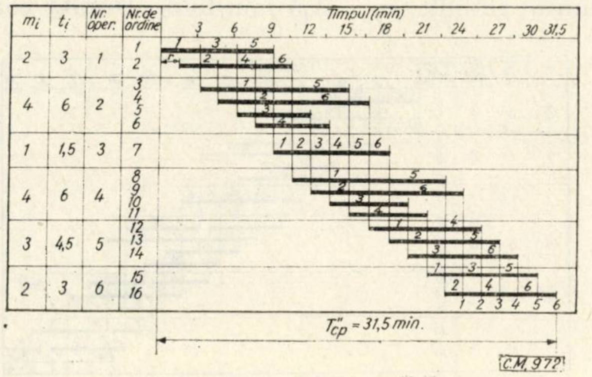
unde n este lotul economic de fabricaţie, iar r — ritmul mediu al fabricaţiei.

Succesiunea loturilor la termene riguros determinate, în producţia de serie, asigură o desfăşurare relativ uniformă a procesului de producţie întrucît perioadele de lucru ritmic în cadrul lotului alternează cu pauze şi intervale de timp în care se prelucrează alte repere ce au ritmuri de fabricaţie diferite.

4. *Principiul continuităţii.* Acest principiu vizează în principal crearea condiţiilor necesare şi suficiente care să permită îmbinarea şi sincronizarea într-o asemenea măsură a componentelor discrete încît procesul de fabricaţie respectiv să se desfăşoare în ansamblu ca un proces cu caracter continuu.

Continuitatea fabricaţiei rezultă ca o consecinţă a respectării integrale a principiilor proporţionalităţii paralelismului şi ritmicităţii. Nerespectarea cerinţelor unuia dintre aceste trei principii are drept urmare desfăşurarea neuniformă şi cu micropauze nerecuperabile (aşteptări) pentru unele din elementele procesului de producţie (forţa de muncă, mijloace de muncă şi obiectele muncii).

Ciclograma mişcării obiectelor muncii în timp şi spaţiu (fig. 6), cînd se respectă cele trei principii de bază ale organizării producţiei (proporţionalităţii, paralelismului şi ritmicităţii), arată o desfăşurare uniformă a procesului de producţie şi o livrare ritmică a pieselor conform ritmului mediu planificat.



Fip. 6

Durata componentei tehnologice a ciclului de fabricaţie se calculează conform relaţiei :

$$T''_{c_p} = \sum_{i=1}^{k=6} t_i + (n-1)\, r_g = 24 + $$
$$+ (6-1)\,1{,}5 = 31{,}5 \text{ min.} \qquad (26)$$

În cele două schimburi de lucru, dacă se menţin condiţiile normale de lucru se realizează un volum de producţie (N''_r) egal cu sarcina zilnică : $N''_r = \dfrac{2 \times 8 \times 60}{1{,}5} = 460$ (buc.).

În accepţiunea cea mai generală, continuitatea procesului de producţie în construcţia de maşini trebuie înţeleasă ca o continuitate pentru fiecare proces tehnologic individual, care să asigure utilizarea la maximum posibil a timpului de lucru pentru muncitori, a fondului de timp de lucru al maşinilor -unelte şi eliminarea timpilor de aşteptare la obiectele muncii.

Asigurarea condiţiilor necesare şi suficiente pentru continuitatea fabricaţiei în construcţia de maşini solicită eforturi de investiţii mari, ceea ce se justifică din punct de vedere economic numai în fabricaţia de masă şi serie mare.

Din consideraţiile expuse se desprinde concluzia că la baza proiectării (reproiectării) procesele de producţie în timp şi spaţiu trebuie să stea principiile proporţionalităţii, paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii, condiţie esenţială pentru asigurarea desfăşurării uniforme a producţiei şi economicităţii fabricaţiei.

Se poate demonstra matematic că atunci cînd se încalcă aceste principii au loc variaţii foarte mari în entropia sistemului de producţie (loc de muncă, linii tehnologice, atelier, secţie, întreprindere), problemă care nu este abordată în prezentul studiu.

Este necesar a se sublinia că analiza unui sistem de producţie existent trebuie făcută — — alături de alte mijloace devenite clasice, cum sînt : schema generală a operaţiilor, graficul desfăşurării procesului de producţie, diagrama cu fire — şi din punctul de vedere al modului cum se respectă principiile proporţionalităţii paralelismului, ritmicităţii şi continuităţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Maynard, H.B.* Industrial Engineering Handbook, Mc Graw-Hill Book, Company, 1956.

[2] *Tatevosov, K.G.* Normativnîe Rasciotî Ravnomernogo proizvodstva vî seriinom maşinostroenii, Maşgiz, 1961.

[3] *Dumler, S.A.* Potocinîe metodî proizvodstva vî maşinostroenii, Maşgiz, 1958.

[4] *Litenko, V.A.* Operativnoe planirovanie proizvodstva na maşinostroitelnom zavode, Maşinostroenie, 1966.

[5] Production management, pretince-hall inc Englewood clifs, N.J. 1968.

[6] *Bîrlea, St., Homoş, T., Costoiu, St.* Buletinul Institutului politehnic — Bucureşti, tomul XXXI, Nr. 3, anul 1969, pag. 21—36.

[7] *Elmaghraby, S.A.* The design of production systems, reinhold publishing corporation, New York, 1966.

[8] *Homoş, T.* Contribuţii privind determinarea lotului optim în construcţia de maşini. În : Revista „Construcţia de Maşini, nr. 3, 1970.

[9] *Homoş, T.* Contribuţii privind calculul analitic al duratei ciclului de fabricaţie în construcţia de maşini. În : Revista „Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 12, 1961.

CZ 621.436–44

Problema formării și arderii amestecului la motoare diesel înalt supraalimentate

Prof. dr. ing. Jaromir INDRA – Institutul politehnic-Brno-RSC

Există două căi principale pentru ridicarea puterii litrice la motoarele diesel — creșterea turației și mărirea presiunii medii efective. Ambele căi pun condiții deosebite în privința proceselor de formare și de ardere ale amestecului. În momentul de față, cerințele privind turația unui motor diesel în patru timpi cu turație ridicată se apropie de limita 3 000 pînă la 4 000 rot/min. Utilizînd supraalimentarea înaltă presiunile medii efective devin 15 pînă la 20 kgf/cm^2 și chiar mai mult. Ridicarea puterii litrice este însoțită de o solicitare termică și mecanică crescîndă a pieselor principale din motor. Cresc cerințele puse sistemului de injecție, care urmează să introducă în spațiul de ardere cantitățile de combustibil la turații sporite în durate tot mai reduse, iar la turație constantă și cantități injectate sporite, într-un timp relativ constant. Turația sporită și gradul ridicat de supraalimentare sînt însoțite de creșterea presiunilor maxime de ardere, care, la motoarele supraalimentate ating 150 kgf/cm^2 și chiar mai mult. Astfel de presiuni ridicate și solicitarea termică ridicată, care le însoțește, necesită schimbări radicale ale construcției motoarelor, cum ar fi chiulasa și cilindrul dintr-o singură piesă, o soluție specială pentru sprijinirea bolțului de piston, sisteme deosebite pentru răcirea cilindrului chiulasei și în special a pistonului etc. Este vorba pretutindeni de schimbări, care necesită utilizarea unor tehnologii noi, unor materiale și dispozitive auxiliare de calități superioare, sporindu-se astfel, în general, greutatea motorului.

Pentru a menține în limite acceptabile presiunile maxime de ardere la încărcarea nominală a motorului, trebuie menținut raportul de comprimare la valori mici, fără a se produce însă funcționarea instabilă a motorului la sarcini parțiale, precum și la mersul în gol și fără a produce dificultăți deosebite la pornirea motorului la rece.

Ar fi deci recomandabil ca motorul ,la sarcini reduse, să funcționeze cu un raport de comprimare mai ridicat și deci cu presiuni de comprimare mai mari, care ar asigura o aprindere sigură a combustibilului injectat și în consecință o funcționare stabilă a motorului.

Această problemă este rezolvată de cunoscutele pistoane BICERI, la care raportul de comprimare crește automat pînă la mărimea corespunzătoare, concomitent cu micșorarea sarcinii. Variația raportului de comprimare se reglează automat prin faptul că presiunile maxime sînt menținute aproximativ constante atît la sarcina nominală, cît și la cea parțială. Astfel se asigură și funcționarea economică a motorului în intervalul sarcinilor parțiale.

Pistoanele BICERI cu raport de comprimare variabil sînt însă, comparate cu pistoanele clasice, mult mai complicate, mai scumpe și mai grele, ceea ce nu este favorabil pentru motoare cu turație ridicată. Dificultățile pot fi provocate aici și prin răcirea pistonului, în special la motorul cu turație ridicată. Obiectul acestei lucrări este fundamentarea și justificarea unei noi metode de formare și ardere a amestecului la motoarele diesel; printr-un mijloc mai simplu se realizează automat o astfel de reglare a formării și arderii amestecului încît, la o sarcină variabilă, presiunile maxime ale arderii sînt menținute la aceeași valoare ca și funcționarea motorului cu sarcină nominală, utilizîndu-se în acest scop construcția obișnuită a pistonului cu raport de comprimare constant.

Formarea și arderea amestecului cu presiunea maximă a arderii constantă la o sarcină variabilă a motorului. Ideea de bază a noii metode de formare și ardere ale amestecului la motoare diesel este redată schematic, pentru motorul în patru timpi nesupraalimentat, în figura 1. Raportul de comprimare s-a luat atît de ridicat încît presiunea de comprimare la sfîrșitul comprimării (pct. 2) capătă valoarea celei mai ridicate presiuni p_{max} admisibilă din punct de vedere al rezistenței pentru motorul dat. Începutul injectării combustibilului în spațiul de ardere este astfel ales, încît amestecul începe să ardă pînă la depășirea punctului mort interior al

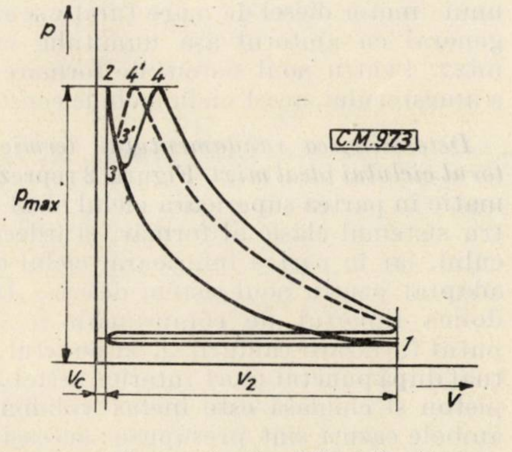


Fig. 1

pistonului la o astfel de poziție a punctului 3, încît presiunea maximă în punctul 4 a fazei următoare de ardere atinge valoarea presiunii p_{max}. Linia punctată arată situația la o sarcină mai mică a motorului. Începutul injectării cantității mai mici de combustibil se produce mai curînd pentru ca arderea să înceapă în punctul *3'*, care este astfel situat încît presiunea de vîrf a comprimării (pct. *4'*) atinge, în timpul arderii cantității mai mici de combustibil, din nou valoarea p_{max}.

Se vede deci că începutul arderii combustibilului se produce abia după punctul mort interior, după o destindere parțială a aerului comprimat și anume cu atît mai tîrziu, cu cît motorul este încărcat mai mult. Reglajul automat al începerii injectării de combustibil, în scopul respectării poziției cerute a începutului arderii la o încărcare variată a motorului poate fi obținut printr-o simplă corectare a pompei de injecție (explicată mai departe).

Dacă pentru motorul diesel de mare turație și cu supraalimentare înaltă se alege presiunea maximă a arderii în domeniul $p_{max} = 80 - 90$ kgf/cm², atunci problema ridicată de rezistența necesară încetează de a mai exista — de altfel ca și în cazul utilizării pistonului BICERI — — și în acest caz la construcția pistonului, a chiulasei și a celorlalte piese principale ale motorului sînt suficiente elementele de construcție obișnuite fără nici un fel de alte dispozitive secundare.

*

În primul rînd trebuie demonstrat că randamentul termic la noul sistem de formare și ardere a amestecului nu este mai dezavantajos decît la sistemul clasic. Randamentul termic al unui motor diesel de mare turație se exprimă în general cu ajutorul așa numitului ciclu ideal mixt. Pentru noul sistem de formare și ardere a amestecului, acest ciclu trebuie construit.

Determinarea randamentului termic cu ajutorul ciclului ideal mixt. Figura 2 reprezintă schematic în partea superioară ciclul ideal mixt pentru sistemul clasic al formării și arderii amestecului, iar în partea inferioară, ciclul ideal mixt adaptat pentru noul sistem descris. În cazul al doilea raportul de comprimare $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$. Începutul furnizării căldurii Q_1' în punctul *2'* este situat după punctul mort interior astfel încît între piston și chiulasă este inclus volumul V_{c1}. În ambele cazuri sînt presupuse : aceeași cantitate Q_1' de căldură în aceeași porțiune de volum constant, aceeași cantitate de căldură Q_1'' în porțiunea de presiune constantă și de asemenea aceeași cilindree V_z, aceeași presiune și temperatură inițială ale gazelor $p_1 = p'$, $T_1 = T_1'$. Trebuie demonstrat că, în aceste condiții, se obține aceeași valoare a presiunilor maxime p_{max} și același randament termic la ambele cicluri.

Pentru a putea fi evitate expresii matematice prea complicate la realizarea acestei demonstrări, valabilitatea sa se limitează la un anumit domeniu ales al condițiilor de comprimare. Se mai presupune ,în plus, că la ciclul clasic raportul de comprimare este $\varepsilon_1 = 15$, pe cînd la ciclul nou raportul de comprimare este $\varepsilon_2 = 21$. În plus se ia în considerare exponentul adiabatic $k = 1{,}4$. La expresiile generale de comparație sînt indicate apoi de fiecare dată mărimi concrete pentru limitele corespunzătoare ale raporturilor de comprimare. Pentru presiuni în punctul *2* respectiv *2'* obținem :

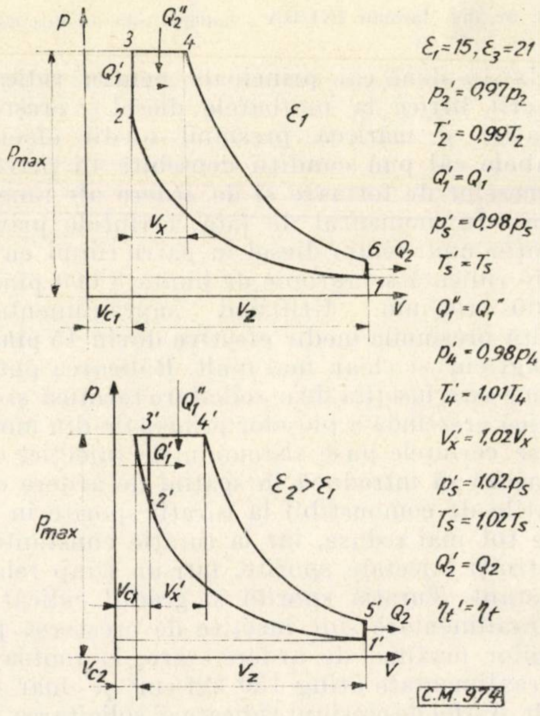


Fig. 2

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon_1^k \tag{1}$$

$$p_2' = p_1 \cdot \varepsilon_2^k \left(\frac{V_{c2}}{V_{c1}}\right) \tag{2}$$

sau :

$$p_2' = p_2 \left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \cdot \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_2 - 1}\right)^k \tag{3}$$

$$p_2' = 0{,}97\, p_2 \,. \tag{3'}$$

Pentru masa aerului ,care se găsește între piston și chiulasă (calculată din 1 respectiv 1') :

$$G' = G\left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \cdot \frac{\varepsilon_1 - 1}{\varepsilon_2 - 1}\right) \tag{4}$$

$$G' = 0{,}96 \text{ G}. \tag{4'}$$

Pentru temperaturile în punctul *2* respectiv *2'* :

$$T'_2 = T_2\left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\cdot\frac{\varepsilon_1-1}{\varepsilon_2-1}\right)^{k-1} \qquad (5)$$

$$T'_2 = 0{,}99\ T_2. \qquad (5')$$

Presupunînd acelaşi aport de căldură, Q'_1, în ambele cazuri :

$$Q'_1 = G\cdot C_v\,(T_3 - T_2)$$

$$Q'_1 = G'\,C_v\,(T'_3 - T'_2),$$

din care :

$$T'_3 = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\,\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\cdot T_3 - \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot T + \frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1} + \left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\cdot\frac{\varepsilon_1-1}{\varepsilon_2-1}\right)^{k-1}\cdot T_2 \qquad (6)$$

$$T'_3 = 1{,}02\ T_3 - 1{,}02\ T_2 + 0{,}99\ T_2 = 1{,}02\ T_3 - 0{,}03\ T_2 = T_3. \qquad (6')$$

Presiunile în punctele 3, respectiv 3' :

$$p'_3 = \left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\cdot\frac{\varepsilon_1-1}{\varepsilon_2-1}\right)\cdot p_3 \qquad (7)$$

$$p'_3 = 0{,}98\,p_s. \qquad (7')$$

Presupunînd acelaşi aport de căldură Q'', se obţine ,în ambele cazuri :

$$Q''_1 = G\cdot C_p\,(T_4 - T_3)$$

$$Q''_1 = G'\cdot C_p\,(T'_4 - T'_3)$$

din care :

$$T'_4 = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\cdot T_4 - \left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\right)\cdot T_3 \qquad (8)$$

$$T'_4 = 1{,}02\ T_4 - 0{,}002\ T_3 = 1{,}01\ T_4. \qquad (8')$$

Pentru punctul *4*, respectiv *4'* :

$$V_x = V_{c1}\left(\frac{T_4}{T_3} - 1\right) \qquad (9)$$

$$V'_x = V_{c1}\left(\frac{T'_4}{T_3} - 1\right). \qquad (10)$$

Pentru domeniul dat pentru ε şi utilizînd expresiile (8'), se obţine :

$$V'_x = 1{,}01\,V_x + 0{,}1\ V_{c1} = 1{,}02\ V_x. \qquad (11')$$

Pentru presiunile din punctul *5*, respectiv *5'* :

$$p'_5 = p_5\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\right)^{k-1}\left(\frac{V'_x + V_{c1}}{V_x + V_{c1}}\right)^{k}. \qquad (12)$$

Prin înlocuirea lui V'_x din relaţia (11) rezultă :

$$p'_5 = p_5\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\right)^{k-1}\cdot 1{,}01 = 1{,}02\,p_5. \qquad (12')$$

Temperaturile în punctele *5* ,respectiv *5'* :

$$T'_5 = T_5\cdot\frac{G}{G'}\cdot\frac{p'_5}{p_5}\cdot\frac{V_z + V_{c1}}{V_z + V_{c1}}. \qquad (13)$$

Utilizînd relaţiile (12') se obţine :

$$T'_5 = 1{,}02\ T_5. \qquad (13')$$

Căldura evacuată din ciclu :

$$Q_2 = G\cdot C_v\,(T_5 - T_1)$$

$$Q'_2 = G'\cdot C_v\,(T'_5 - T_1) \qquad (14)$$

$$Q'_2 = Q_2\,\frac{G'}{G}\cdot\frac{T'_5 - T_1}{T_5 - T_1}.$$

Prin înlocuirea din (4') şi (13') rezultă :

$$Q_2 = Q_2\cdot 0{,}98\cdot\frac{1{,}02\ T_5 - T_1}{T_5 - T_1} = Q_2. \qquad (14')$$

Deoarece aportul de căldură şi căldura evacuată sînt practic egale în ambele cazuri şi randamentul termic al ambelor cicluri considerate este practic acelaşi :

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1} = 1 - \frac{Q'_2}{Q'_1 + Q''_1}. \qquad (15')$$

Tabela 1 redă în mod clar abaterile în procente ale diferitelor mărimi considerate. Abaterea maximă reprezintă 3%.

Tabela 1

Mărimea	Mai mare cu %	Mai mică cu %	decit mărimea	Ecuaţia
p'_1	0	0	p_1	
T'_1	0	0	T_1	
p'_2		3	p_2	(3')
T'_2		1	T_2	(5')
p'_3		2	p_3	(7')
T'_3	0	0	T_3	(6')
T'_4	1		T_4	(8')
V'_x	2		V_x	(11')
p'_5	2		p_5	(12')
T'_5	2		T_5	(13')
Q_2	0	0	Q_2	(14')
G'		2	G	(4')
t'	0	0	t	(15')

Determinarea randamentului termic cu ajutorul ciclului ideal cu ardere la volum constant După cum s-a demonstrat, pentru motorul diesel cu turaţie ridicată se utilizează ca ciclu de comparaţie ciclul mixt (fig. 2) în care prin aportul de căldură corespunzător evoluţiei la volum constant se caracterizează arderea cantităţii de combustibil injectat în timpul întîrzierii la aprindere. Dacă presupunem un început invariabil al injectării combustibilului (aşa cum se obişnuieşte), atunci punctul 4 ar trebui ca, la o scădere a sarcinii motorului (cantitatea de combustibil injectat şi în consecinţă şi cantitatea de căldură cedată, micşorîndu-se) să se apropie de punctul mort interior în timp ce p_{max} ar trebui să fie constantă în domeniul (4—3). Dar, la motoarele diesel cu turaţie ridicată lucrurile nu se petrec aşa. Este bine cunoscut că, o dată cu scăderea sarcinii, presiunea maximă scade permanent (linia punctată din fig. 3).

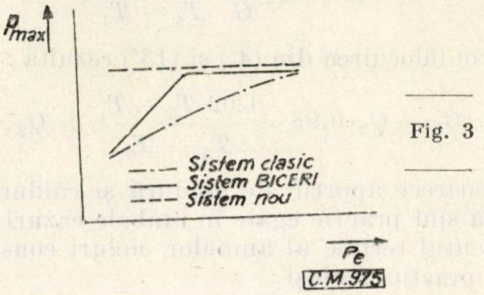


Fig. 3

Din cele de mai sus reiese că motorul diesel de mare turaţie ar lucra mai curînd după ciclul de comparaţie cu arderea la volum constant (fig. 4a), care se caracterizează prin aceea că, o dată cu scăderea aportului de căldură, p_{max} scade. Este deci recomandabil să se compare randamentul termic al ciclului teoretic cu volum constant (fig. 4a) cu ciclul corespunzător al noului sistem de formare şi ardere a amestecului (fig. 4b). Pentru punctele 1, *2* şi *3* sînt valabile de asemenea cele spuse la ciclul mixt.

Pentru presiunile din punctele *6* respectiv *6'* se obţine:

$$p_6' = p_6\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\right)^{k-1}. \qquad (16)$$

$$p_6' = 1{,}01\, p_6. \qquad (16')$$

Pentru temperaturile din aceste puncte:

$$T_6' = T_6\left(\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}\cdot\frac{\varepsilon_2-1}{\varepsilon_1-1}\right)^{k-1}; \qquad (17)$$

$$T_6' = 1{,}01\; T_6. \qquad (17')$$

Căldura evacuată este:

$$Q_2' = Q_2\frac{G'}{G}\cdot\frac{T_6'-T_1}{T_6-T_1}. \qquad (18)$$

Utilizînd relaţiile (4') şi (17'), rezultă:

$$Q_2' = Q_2\cdot 0{,}98\cdot\frac{1{,}01\; T_6 - T_1}{T_6 - T_1} = Q_2. \quad (18')$$

Şi aici randamentele termice ale celor două cicluri cu arderea la volum constant considerate sînt — în condiţiile enunţate mai sus — practic egale:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1} \qquad (19')$$

Raportul de destindere. Dacă raportul de destindere la ciclul din figura 4a se notează cu:

$$\Phi = \frac{V_z + V_{c1}}{V_{c1}},$$

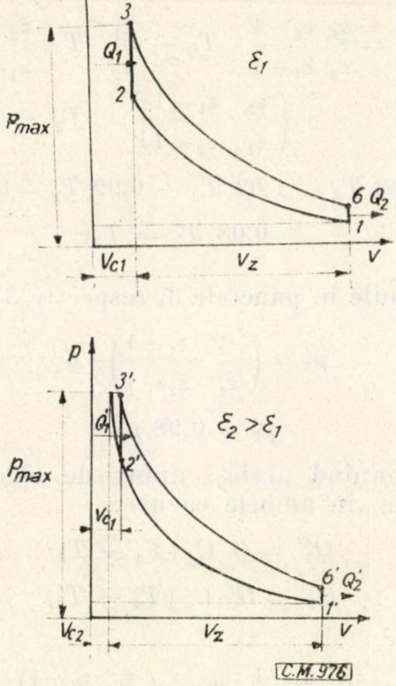


Fig. 4

iar la ciclul din figura 4b cu:

$$\Phi = \frac{V_z + V_{c2}}{V_{c1}},$$

se obţine:

$$\Phi' = \frac{V_z + V_{c2}}{V_z + V_{c1}}\cdot\Phi = \left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\cdot\frac{\varepsilon_1-1}{\varepsilon_2-1}\right)^k\cdot\Phi \quad (20)$$

$$\Phi' = 0{,}97\,\Phi. \qquad (20')$$

În condiţiile de enunţare, raportul de destindere la ciclul noului sistem este doar cu 3% mai scăzut.

Comparaţia ciclurilor ideale cu arderea sub volum constant la sarcini variabile. Comparaţia celor două cicluri ideale este redată în diagrama din figura 5 pentru plină sarcină. La o scădere a sarcinii, poziţia punctului *2* rămîne, în sistemul clasic, neschimbată, pe cînd presiunea maximă scade, astfel încît punctul *3* se apropie de punctul

2 (a se compara cu figura 3). În noul sistem, la scăderea sarcinii punctul 2′ este împins în sus pe curba de comprimare şi apropiat de punctul 3′, valoarea presiunii maxime rămînînd constantă. Acest reglaj se poate menţine la orice sarcină, ceea ce nu este posibil cu pistonul BICERI (fig. 3), deoarece din motive tehnice reglajul aprinderii cu presiune maximă constantă nu poate fi realizat decît într-un domeniu restrîns al sarcinilor mai ridicate. Mecanismul hidraulic al acestor pistoane nu permite reglajul în domeniul sarcinilor mai mici, deoarece presiunea maximă a arderii scade o dată cu micşorarea sarcinii ca şi la sistemul clasic cu raport de comprimare constant.

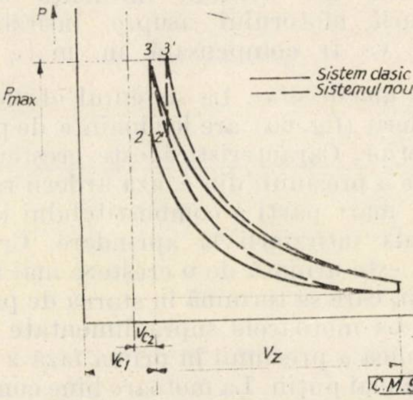


Fig. 5

Deoarece faza aportului de căldură 2′—3′ (fig. 5) este împinsă spre punctul mort o dată cu scăderea sarcinii, valoarea raportului de destindere creşte, de unde rezultă un randament termic mai ridicat al noului ciclu în comparaţie cu ciclul clasic, la care raportul de destindere nu variază o dată cu scăderea sarcinii.

Lucrul mecanic necesar comprimării aerului. Pentru raportul mai ridicat de comprimare este necesar un lucru mecanic sporit de comprimare. Dacă notăm lucrul mecanic de comprimare cu L_k pentru raportul de comprimare ε_1 şi L'_k pentru $\varepsilon_2 > \varepsilon_1$ se obţine :

$$L'_k = \left(\frac{1 - \varepsilon_2^{k-1}}{1 - \varepsilon_1^{k-2}}\right) L_k, \tag{21}$$

iar pentru valorile ε_1 şi ε_2, enunţate mai sus :

$$L'_k = 1{,}22\ L_k. \tag{21'}$$

Lucrul mecanic de comprimare pentru rapoturi de comprimare mai mari este cu 22% mai ridicat. De această situaţie trebuie ţinut seamă la construcţia instalaţiei de pornire.

Aprecierea noului sistem de producere şi ardere a amestecului. Condiţiile puse producerii şi arderii amestecului se deosebesc la noul sistem în multe privinţe faţă de sistemul clasic. În cele ce urmează sînt arătate principalele deosebiri şi efectele lor.

Spaţiul de ardere. Făcînd uz de noul raport constant şi ridicat de comprimare, rezultă un spaţiu de ardere mai redus.

Dacă, de exemplu, considerăm un motor cu diametrul cilindrului de 120 mm şi cursa pistonului de 130 mm, atunci volumul spaţiului de ardere, la o creştere a raportului de comprimare de la 12 la 21, devine cu 30% mai mic, pe cînd suprafaţa laterală a spaţiului de ardere scade cu 4 pînă la 6%. Volumul mai redus al spaţiului de ardere face posibilă o evacuare mai bună a gazelor arse din el. Suprafaţa mai mică a spaţiului de ardere reduce pierderile de căldură atît în timpul formării amestecului, cît şi în timpul arderii amestecului. El duce şi la o solicitare termică mai redusă a pistonului. Pierderile termice mai mici din perioada formării amestecului sînt asigurate prin temperaturi de comprimare mai ridicate ale aerului, ceea ce este deosebit de favorabil la pornirea motorului rece. Temperaturile de comprimare mai ridicate scurtează întîrzierea la aprindere, ceea ce este avantajos la arderea combustibililor uşori, lichizi.

Poziţia fazei producerii amestecului şi arderii faţă de punctul mort interior. Caracteristice pentru noul sistem al formării amestecului şi arderii sînt presiunile de comprimare ridicate, temperaturile mari din vecinătatea punctului mort interior şi poziţionarea începutului arderii, după punctul mort interior. Chiar din ciclurile ideale (fig. 2 şi 4) reiese că aportul de căldură este deplasat cu valoarea ($V_{c1} - V_{c2}$). Pentru dimensiunile motorului indicate anterior, pentru raportul 1/4 al lungimii manivelei faţă de cea a bielei şi pentru $\varepsilon_1 = 15$ şi $\varepsilon_2 = 21$, deplasarea începerii arderii reprezintă circa 15% din rotirea manivelei în cursa de destindere.

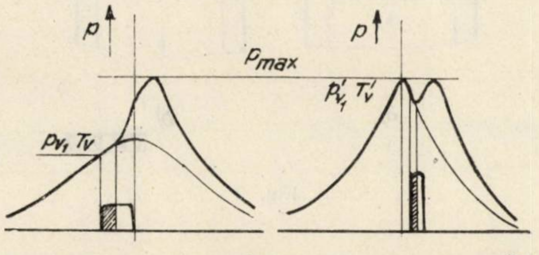


Fig. 6

Figura 6 reprezintă schematic (stînga) diagrama construită pentru sistemul clasic al formării şi arderii amestecului, şi (dreapta) pentru noul sistem.

Pregătirea amestecului pentru ardere. Dacă considerăm comprimarea adiabatică începînd la aceeaşi presiune iniţială $p_1 = 1$ kgf/cm^2 şi la temperatura $t_1 = 20°C$, atunci la $\varepsilon_1 = 15$ presiunea finală de comprimare va fi la sistemul clasic circa 44 kgf/cm^2 cu temperatura 593°C, iar la sistemul nou, cu $\varepsilon_2 = 21$, presiunea finală de comprimare va fi circa 71 kgf/cm^2 şi temperatura 717°C.

Deci pregătirea amestecului pentru ardere va avea loc la noul sistem sub o pesiune mărită cu circa 27 kgf/cm^2 şi la o temperatură crescută cu circa 114°C faţă de sistemul clasic.

Temperatura mai ridicată a aerului va avea drept consecinţă o reducere a întîrzierii la aprindere. Presupunînd aceeaşi viteză de ieşire din orificiul de injecţie a combustibilului, la o densitate mai mare a aerului în spaţiul de ardere, pulverizarea combustibilului va fi mai fină, ceea ce va antrena o nouă scurtare a întîrzierii la aprindere. Pentru obţinerea aceleiaşi viteze de ieşire din orificiul de injecţie trebuie să contăm pe o presiune mai mare a aerului, cu presiuni de injectare mai ridicate.

Condiţiunile pentru pregătirea amestecului sînt deci mult mai favorabile la sistemul nou, ele dînd posibilitatea în acelaşi timp ca motorul rece să poată fi pornit mai uşor şi fiind totodată avantajoase arderii combustibililor uşori.

Deosebirea mişcării gazelor în camera de ardere din piston în timpul pregătirii amestecului se poate urmări în figura 7. La sistemul clasic (fig. 7,a), unde pregătirea amestecului se produce la sfîrşitul cursei de comprimare, aerul pătrunde pe lîngă umerii pistonului în spaţiul din piston, viteza radială a scurgerii reducîndu-se în timpul pregătirii amestecului. La noul sistem pregătirea amestecului rămîne în faza începutului cursei de destindere pînă după trecerea de punctul mort interior (fig. 7,b). Aceasta are drept consecinţă scurgerea gazelor (nu numai a aerului, ci parţial şi a amestecului) în sens opus, adică din cameră pe lîngă umerii pistonului, viteza radială a scurgerii crescînd în acest caz în timpul pregătirii amestecului. Astfel sînt create condiţiuni pentru o mai bună utilizare a aerului, chiar în faza iniţială a arderii şi pentru o încărcare termică mai uniformă a pistonului în planul perpendicular pe axul său.

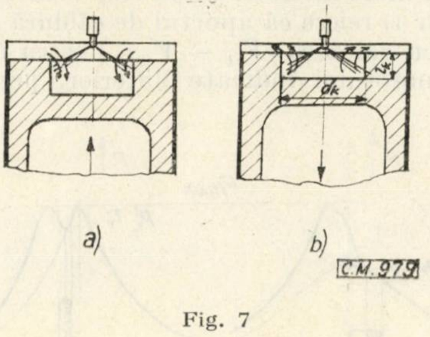


Fig. 7

Este tipic pentru sistemul clasic că întîrzierea la aprindere creşte o dată cu scăderea sarcinii din cauza scăderii temperaturii motorului.

O scădere asemănătoare a temperaturii motorului o dată cu scăderea sarcinii se va produce şi la noul sistem, dar prin faptul că începutul injectării se deplasează în direcţia punctului mort interior, deci în domeniul temperaturilor mai ridicate ale aerului, influenţa scăderii temperaturii motorului asupra întîrzierii la aprindere va fi compensată în mare parte.

Arderea amestecului. La sistemul clasic, începutul arderii (fig. 6a) are loc înainte de punctul mort interior. Caracteristică este creşterea iniţială mare a presiunii din cauza arderii rapide a celei mai mari părţi a combustibilului injectat în perioada întîrzierii la aprindere. Creşterea puternică este urmată de o creştere mai înceată a presiunii, care se termină în starea de presiune maximă. La motoarele supraalimentate creşterea puternică a presiunii în prima fază a arderii se observă mai puţin. La motoare bine construite arderea se termină aproape de presiunea maximă.

Creşterea presiunii caracterizată prin mărimea $(dp/d\alpha_k)$ în prima fază de ardere nu este puternică doar din motivul că într-un timp scurt se arde dintr-o dată o cantitate de combustibil relativ, mare, ci şi datorită faptului că în timpul acestui proces are loc o micşorare a spaţiului de ardere. Prima fază a arderii provoacă de aceea o solicitare puternică sub formă de şoc a mecanismului bielă-manivelă puţin înainte de punctul mort interior, acţionînd în sens opus rotirii mecanismului. Acest lucru se va avea în vedere la evaluarea expresiei $(d_p/d\,\alpha_k)$, care de obicei se consideră ca o măsură a intensităţii zgomotului provocat de arderi. Aceeaşi creştere de presiune exercitată pe piston într-o poziţie mai avantajoasă a mecanismului, cînd forţa din bielă are o valoare mai ridicată şi cînd acţionează în direcţia mişcării pistonului, produce un zgomot mult mai mic [1]. Tocmai acesta este cazul care intervine la noul sistem al formării şi arderii amestecului (fig. 6b).

Condiţia esenţială a reuşitei la noul sistem este o ardere cît mai rapidă şi o creştere cît mai puternică a presiunii în timpul arderii, astfel încît presiunea maximă să nu fie prea îndepărtată de punctul mort interior şi ca arderea să se termine cît mai curînd după acesta. După cum s-a arătat mai înainte, nu este de aşteptat să se producă o mare intensitate a zgomotului de ardere. Condiţia indicată a arderii rapide a amestecului necesită şi injectarea corespunzătoare a întregii cantităţi de combustibil şi producerea unui amestec omogen cu ardere rapidă în întregul spaţiu de deasupra pistonului. Cerinţa formării rapide a amestecului omogen în întregul volum al spațiului de ardere necesită circulația gazului conform figurii 7b.

Raportului de comprimare ridicat îi corespunde o densitate mare a aerului comprimat, care micșorează penetrația jeturilor de combustibil. De aceea și din cauză că combustibilul trebuie amestecat cît mai repede cu o cît mai mare parte a aerului disponibil, nu știm încă ce model al camerei de ardere va fi cel mai corespunzător și anume dacă aceasta va fi camera de ardere complet deschisă, model Hesselmann sau camera de ardere cupă în piston, așa cum se arată schematic în figura 7b.

Cerința unei durate reduse de injectare conduce la uzura camelor cu mare viteză a pistonului pompei de injecție și pretinde orificii de injecție cu secțiune mare de trecere precum și rezistențe hidraulice minimale [2]. Cerințelor de mai sus le corespunde bine injectorul cu ac, cu unghi deschis al conului, care la dimensiuni mici ale camerei cupe din piston (fig. 7b) este foarte potrivit și din motivul că jetul de combustibil întîlnește, conform cerinței enunțate, un volum de aer mult mai mare decît în cazul injectorului cu mai multe orificii.

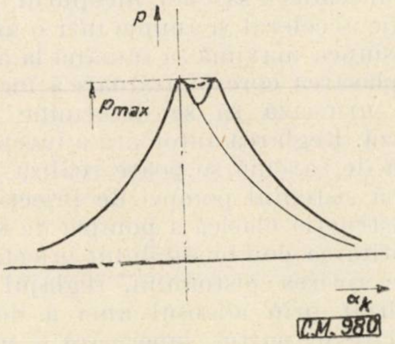
Camera de ardere model Hesselmann pe de altă parte, se caracterizează printr-o suprafață laterală mai mică. Noul sistem de formare și ardere a amestecului cu utilizarea injectorului cu mai multe orificii își poate arăta aici importanța doar prin existența mișcării în vîrtej a aerului, care asigură formarea amestecului omogen în întreg spațiul de ardere. Cerințe mai reduse în privința mișcării aerului ar veni în considerație dacă s-ar utiliza injectorul cu ac cu unghi mare de vîrf al conului. Teoretic nu se poate prezice deocamdată pentru care categorii de motoare va fi mai avantajos primul sau al doilea model de cameră de ardere din punct de vedere al turației, al supraalimentării etc.

Cerința citată de necesitate a unei durate reduse a injecției nu este singura condiție. Dacă ne gîndim că dintr-o serie întreagă de motive citate, întîrzierea la aprindere este mult mai redusă la noul sistem în comparație cu cel clasic, atunci legea de degajare a căldurii va deveni mult mai posibil de reglat prin legea de injecție. Ne putem imagina că, prin începerea injectării puțin înaintea punctului mort interior (fig. 8) și prin introducerea combustibilului în accelerare treptată, se va putea trece de la presiunea maximă din punctul mort interior la presiunea maximă desenată punctat și ne vom putea astfel apropia în mare măsură de ciclul cu ardere la presiune constantă. În acest caz cerința privind durata injecției nu se va deosebi esențial de cea pentru sistemul clasic de formare a amestecului.

Cerințele privind formarea și arderea amestecului sînt deci în contradicție la noul sistem față de cerințele sistemului clasic sau de cele ale sistemului Meurer.

Mișcarea gazelor în camera de ardere. La construcțiile moderne ale motoarelor diesel cu turație ridicată, cu injectare directă a combustibilului, se produce în cele mai multe cazuri o mișcare dublă a aerului din camera de ardere și anume mișcarea radială din timpul comprimării și mișcarea de vîrtej produsă la aspirație. Aceste motoare utilizează exclusiv injectoare cu mai multe orificii, unde o parte din combustibilul injectat ajunge la peretele camerei de ardere. La sistemul de ardere Meurer partea principală a combustibilului injectat se împrăștie chiar intenționat pe peretele camerei. Mișcarea de vîrtej a aerului la toate aceste motoare este necesară în special pentru antrenarea vaporilor produși de combustibilul împrăștiat pe peretele camerei. Oricît de perfect ar fi rezolvat organul care asigură mișcarea de vîrtej a aerului în timpul aspirației, această mișcare a aerului provoacă pierderi. În plus intensitatea mișcării de vîrtej a aerului depinde în mare măsură de turația motorului. La turații scăzute intensitatea insuficientă a vîrtejului are de multe ori ca urmare o ardere incompletă.

Fig. 8



La noul sistem se poate presupune că la peretele camerei de ardere — în special cînd se utilizează injectorul cu ac — ajunge mult mai puțin combustibil față de cazurile precedente și anume din următoarele motive. Jetul de combustibil pulverizat are la injectorul cu ac o penetrație mai mică decît la injectorul cu mai multe orificii. Din jetul conic dintre injector și peretele cilindric al camerei cupe din piston o parte a combustibilului este transportată prin circulația radială a aerului peste umerii pistonului. Este deci justificat să se presupună că aici, la un raport l_k/d_k (fig. 7b) ales optimal, ne putem mulțumi numai cu circulația radială a gazelor și că deci ne putem dispensa de mișcarea în vîrtej.

★

Reglarea începutului injecției. Proprietățile motorului diesel, care lucrează după noul sistem al formării și arderii amestecului, vor fi în mare parte dependente de poziționarea optimă a fazei de formare și de ardere a amestecului față de punctul mort interior și aceasta la toate sarcinile și la toate turațiile motorului. Ambele se hotărăsc la un motor dat prin poziția începutului injecției față de punctul mort interior.

Reglarea începutului injecției față de sarcină. După cum reiese din figurile 1, 2b și 4b, în cazul scăderii sarcinii, începutul injecției trebuie să fie accelerat și anume într-o măsură astfel ca presiunea maximă să rămână la aceeași valoare. Deplasarea corespunzătoare a începutului injecției urmează să se determine la motorul în cauză. Reglarea automată a începutului injecției față de sarcină se poate realiza pe diferite căi, după sistemul pompei de injecție utilizate. La construcția clasică a pompei de injecție, la care cantitatea combustibilului injectat este variată prin rotirea pistonului, reglajul poate fi ușor realizat prin adaosul unei a doua muchii de reglare în partea superioară a pistonului, cum se arată în figura 9. O dată cu scăderea alimentării (la micșorarea sarcinii) începutul creșterii presiunii la pompă și prin aceasta începutul injecției la injector, se va accelera. Panta necesară pentru muchia superioară de reglare trebuie stabilită experimental pentru fiecare motor în parte.

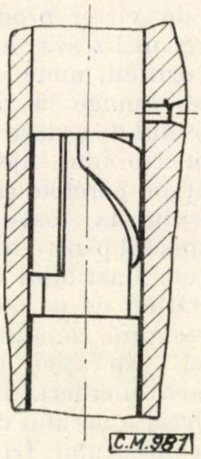


Fig. 9

Reglarea începerii injecției față de turație. La aprecierea cerințelor privind reglarea automată a începerii injecției în funcție de turație se vor avea în vedere următoarele valori, prin a căror variație se realizează reglarea.

a) Valoarea întîrzierii la aprindere. Din motivele indicate anterior se poate presupune că întîrzierea la aprindere va fi mai redusă decît la sistemul clasic și că în consecință și variația sa în funcție de turație va avea o influență mică.

b) Viteza de ardere. După cum se știe de la motoarele clasice, viteza de ardere crește o dată cu ridicarea turației [3]. Durata arderii scade aproape liniar o dată cu creșterea turației. Afară de aceasta, la noul sistem se pun condițiuni pentru o durată de ardere cît mai scurtă. De aceea și variația duratei de ardere corespunzătoare turației va avea probabil o influență redusă.

c) Întîrzierea la injectarea combustibilului. Întîrzierea la injectarea combustibilului, adică intervalul dintre debitarea combustibilului în pompa de injecție și începutul injectării combustibilului la injector este — exprimat în timp — aproape independent de turație, dar — exprimat în unghiuri de manivelă-crește aproape liniar cu creșterea turației. Deci, întîrzierea începutului injectării pare să aibă cea mai mare influență asupra poziției începutului injectării, începutului arderii precum și a presiunii maxime la turații variabile.

Dacă va trebui realizată o reglare automată a începerii injectării în funcție de turație, aceasta va depinde în primul rînd de mărimea turației de serviciu. Eventual această reglare se poate realiza de exemplu cu ajutorul diferitelor sisteme automate de regulatoare centrifugale montate înaintea arborilor cu came ai pompelor de injecție.

Utilitatea noului sistem de formare și ardere a amestecului. Procedeul nou descris a pornit de la necesitatea de a se rezolva problema formării și arderii amestecului la motoare diesel rapide. Utilizarea sa nu este însă limitată de mărimea gradului de supraalimentare, ci își găsește justificarea și la motoare nesupraalimentate. La motoarele supraalimentate se poate conta pe o intensitate redusă a zgomotului, cu un randament ridicat la sarcini parțiale și cu o pornire mai ușoară a motorului la temperaturi scăzute.

Din punct de vedere teoretic, utilizarea noului procedeu nu este limitată nici de către dimensiunile motorului. Cerinței unei formări și arderi rapide în camere de ardere mari i se opune, la motoarele mari, turația lor corespunzător mai scăzută.

Durata redusă a întîrzierii la aprindere, caracteristică noului procedeu, îl desemnează pentru funcționarea cu combustibili ușori la motoarele policarburante.

Notații

p_{max} — Presiunea maximă a gazelor

T_1, T_1' p_1, p_1' — Temperatura respectiv presiunea la începutul comprimării

T_2, T_2', p_2, p_2' — Temperatura respectiv presiunea la începutul aportului de căldură sub volum constant

T_3, T_3', p_3, p_3' — Temperatura respectiv presiunea la sfîrșitul aportului de căldură sub volum constant

T_4, T_4', p_4, p_4', — Temperatura respectiv presiunea la sfîrșitul aportului de căldură sub presiune constantă.

T_5, T_5' p_5, p_5' — Temperatura respectiv presiunea la sfîrșitul destinderii

T_v, T_v', p_v, p_v', — Temperatura respectiv presiunea aerului în spațiul de ardere la începutul injectării combustibilului.
G, G' — Masa de aer din cilindru la raportul de comprimare ε respectiv ε_1
ε, ε_1 — Raport de comprimare
k — Coeficient adiabatic
C_v — Căldură specifică la volum constant
c_p — Căldură specifică la presiune constantă
Q_1, Q_1' — Aport de căldură sub volum constant
Q_1'' — Aport de căldură sub presiune constantă
Q_2, Q_2' — Căldură evacuată sub volum constant
V_z — Cilindree
V_{c1}, V_{c2} — Volumele camerei de ardere
V_x, V_x' — Creșterea volumului corespunzător aportului de căldură sub presiune constantă
η_t — Randamentul termic al ciclului ideal
d_k — Unghiul de rotație al manivelei
L_k, L_k' — Lucrul mecanic necesar comprimării aerului

BIBLIOGRAFIE

[1] *Indra, J.* Otázky tvoření a spalování směsi u naftových motorů (Fragen der Gemischhbildung und Gemischverbrennung bei Diesselmotoren); Knižnice odborných a vědeckých spisu Vysokého učení technického v Brně (Bücherei fachlicher und wissenschaftlicher Schriften der Technischen Hochschule in Brno, Bd. B—9, 1969.

[2] *Indra, J.* Vliv konstrukce vstřikovacího systému na vlastnosti naftového motoru (Einfluss der Konstruktion der Einspritzanlage auf die Eigenschaften des Dieselmotors); Sbornik Vysckého učení technického v Brné (Sammelbuch der Technischen Nochschule in Brno), Jg. 1966, Heft 1.

[3] *Lyn, W. T.* Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren, MTZ 27/2, S. 140—145.

CZ 621-231

Asupra sintezei geometrice tripoziționale a mecanismelor plane cu patru elemente (I)

Ing. Nicolae IONIȚĂ – Academia de Studii Economice – București

1. Dintre diferitele forme constructive posibile, mecanismele cu bare articulate au prioritate în proiectare, datorită faptului că au un randament mare, sînt robuste, prezintă o mare simplitate constructivă și se pot uzina și întreține ușor.

Marele dezavantaj al mecanismelor cu bare articulate constă în faptul că acestea nu sînt capabile să reproducă orice lege de mișcare pentru un element cinematic.

Numărul maxim de poziții (sau puncte) discrete, ale unei legi de mișcare, ce pot fi satisfăcute cu acest tip de mecanisme, este nouă.

Acolo unde poziția mașinii nu pretinde un număr de poziții mai mare, datorită avantajelor amintite, soluția optimă a problemei este dată de folosirea mecanismelor articulate, care sînt capabile să satisfacă integral cerințele temei de proiectare.

În general, problemele de sinteză ale mecanismelor cu patru elemente se tratează, pe cale grafică, prin diferite metode, cea mai generală fiind metota de sinteză pe baza curbelor focale ale lui Burmester.

Utilizarea metodelor grafice în construcțiile inginerești rezultă din faptul că funcțiile de transmitere la mecanismele cu bare (chiar la cele cu patru elemente) reprezintă expresii matematice foarte complicate, soluționarea sintezei dimensionale, pe cale analitică, fiind foarte laborioasă și uneori aproape imposibilă prin mijloace obișnuite de calcul.

2. Sinteza geometrică tripozițională urmărește soluționarea problemei prin care se cere proiectarea unui mecanism cu patru elemente, astfel încît o porțiune din planul bielei să treacă prin trei poziții impuse A_1B_1, A_2B_2 și A_3B_3.

Rezolvarea problemei se efectuează considerîndu-se mișcarea porțiunii de bielă dată din poziția A_1B_1 în poziția A_2B_2 și apoi A_3B_3 ca fiind rezultatul unei rotații succesive în jurul polilor rotațiilor finite, folosindu-se în acest mod proprietățile triunghiului polilor.

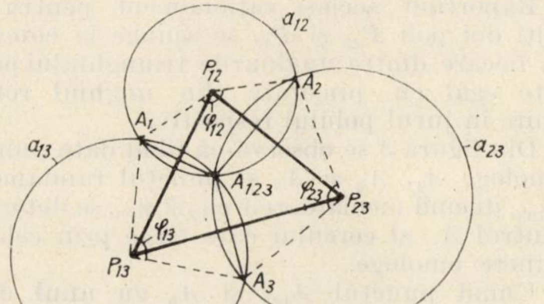


Fig. 1

Din figura 1 rezultă :

— punctul A_1 ajunge în poziția A_2 printr-o rotație pe cercul a_{12} în jurul polului rotației finite P_{12} cu unghiul rotației finite φ_{12} ;

— punctul A_2 ajunge în poziția A_3 printr-o rotație pe cercul a_{23} în jurul polului rotației finite P_{23} cu unghiul rotației finite φ_{23};

— punctul A_3 ajunge în poziția A_1 printr-o rotație pe cercul a_{13} în jurul polului rotației finite P_{13} cu unghiul rotației finite φ_{13}.

A_1, A_2, A_3 se găsesc fiecare în parte la intersecția a două dintre cele trei cercuri (a_{12}, a_{23} și a_{13}) pe secanta comună perpendiculară pe laturile respective ale triunghiului polilor. Laturile triunghiului polilor reprezintă, în cazul de față, linia centrelor cercurilor respective. Cercurile a_{12}, a_{23} și a_{13} se întîlnesc în punctul fundamental A_{123}.

Se observă că punctele omologe din pozițiile de rotație succesivă A_1, A_2 și A_3 sînt simetricele punctului fundamental A_{123}. În consecință (fig. 2) pentru polul P_{12} se poate scrie:

$$\sphericalangle A_1 P_{12} P_{13} = \sphericalangle P_{13} P_{12} A_{123} = \alpha$$

$$\sphericalangle A_{123} P_{12} P_{23} = \sphericalangle A_2 P_{12} P_{23} = \beta$$

$$\varphi_{12} = 2\alpha + 2\beta$$

$$\frac{\varphi_{12}}{2} = \alpha + \beta. \tag{1}$$

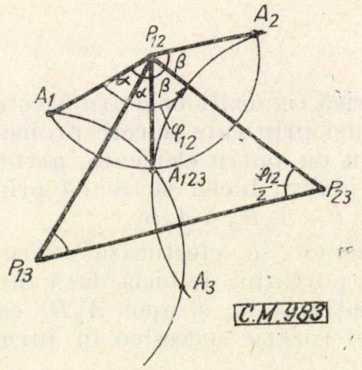


Fig. 2

Raportînd același raționament pentru ceilalți doi poli P_{23} și P_{13} se ajunge la concluzia că fiecare dintre unghiurile triunghiului polilor este egal cu jumătate din unghiul rotației finite în jurul polului respectiv.

Din figura 3 se observă că fiind date punctele omologe A_1, A_2 și A_3 și punctul fundamental A_{123}, ducînd mediatoarele m_{12} și m_{23}, se determină centrul A_e al cercului care trece prin cele trei puncte omologe.

Unind punctul A_{123} și A_0 cu unul dintre poli (ex. P_{12}), apar unghiurile α și δ.

În consecință:

$$\frac{\varphi_{12}}{2} = \delta + \beta \tag{2}$$

și deci din relațiile (1) și (2) rezultă $\sphericalangle \alpha = \sphericalangle \delta$.

Prin aceasta s-a dedus teorema izogonalității ce stă la baza sintezei tripoziționale care se poate enunța astfel:

Dreptele care unesc un pol cu punctul fundamental și centrul cercului corespunzător (pe care se găsesc punctele omologe) închid cu laturile triunghiului, care pornesc din acel pol, unghiuri egale.

Prin analogie amintim teorema clasică a lui Poncelet, care spune că tangentele duse la o conică dintr-un punct exterior, fac unghiuri egale cu dreptele care unesc acest punct cu focarele conicei (fig. 4).

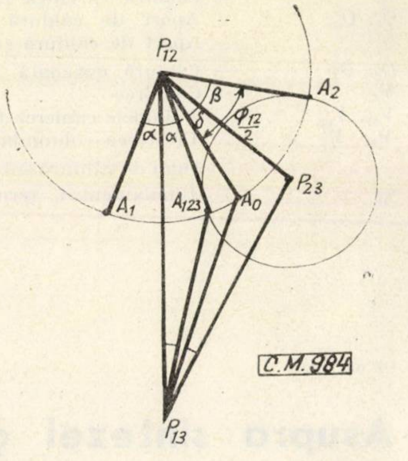


Fig. 3

Considerînd trei tangente la o elipsă, acestea determină triunghiul P_{12}, P_{13}, P_{23}, iar după teorema lui Poncelet, cevienele focarelor A_{123} și A_e (punctul fundamental, respectiv centrul cercului punctelor omologe $A_1A_2A_3$) sînt izogonale față de laturi.

3. *Sinteza geometrică tripozițională a mecanismului patrulater.* Din punctul de vedere al modului de a se pune problema prin tema de proiectare deosebim două cazuri distincte:

a) În primul caz se dau cele trei poziții impuse pentru o porțiune din planul bielei A_1B_1, A_2B_2 și A_3B_3 și articulațiile din planul mobil și se cer articulațiile din planul fix.

b) În cel de-al doilea caz se dau cele trei poziții impuse pentru o porțiune din planul bielei A_1B_1, A_2B_2 și A_3B_3, se impun articulațiile în planul fix C_0 și D_0 și se cer articulațiile din planul mobil C și D.

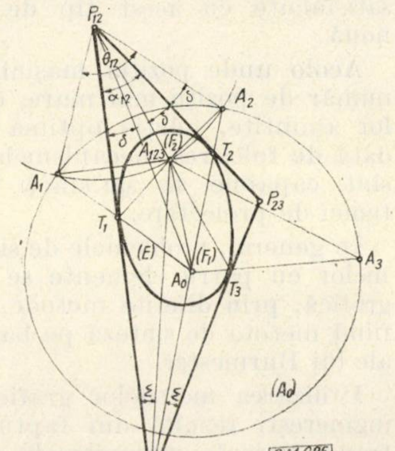


Fig. 4

Pentru primul caz problema este rezolvabilă imediat, deoarece punctele omologe A_1, A_2 şi A_3 şi respectiv B_1, B_2 şi B_3 determină în mod univoc cîte un cerc, centrul cercurilor respective reprezentînd cele două articulaţii din planul fix căutate.

În cel de-al doilea caz se procedează după cum urmează :

— Se determină triunghiul polilor rotaţiilor finite P_{12}, P_{23} şi P_{13}.

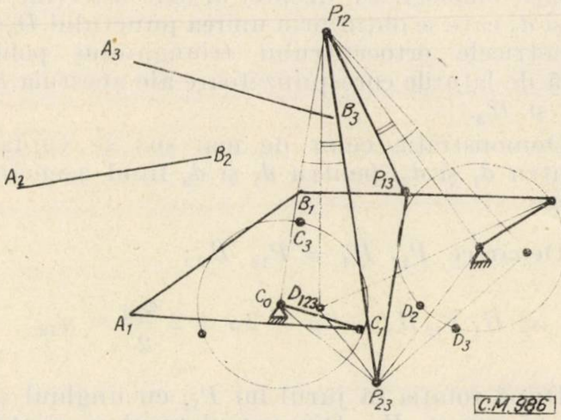


Fig. 5

— Cunoscînd articulaţiile fixe C_0 şi D_0 se aplică teorema izogonalităţii şi se determină punctele fundamentale C_{123} şi D_{123}.

— Simetricele punctelor fundamentale faţă de laturile corespunzătoare ale triunghiului polilor determină omologele C_1, C_2, C_3 respectiv D_1, D_2, D_3 din planul mobil.

— Se construieşte mecanismul patrulater în una dintre poziţii, exemplu C_0C_1 (A_1B_1) D_1D_0.

4. *Sinteza geometrică tripoziţională a mecanismului bielă-manivelă.* Dacă problema se cere a fi rezolvată cu ajutorul unui mecanism bielă-manivelă, atunci se caută punctul C din planul mobil care are omologele sale în cele trei poziţii, coliniare.

Dreapta (d) trece prin ortocentrul triunghiului polilor (H), iar poziţiile C_1, C_2 şi C_3 ale patinei se află la intersecţia acestei drepte cu cercurile K_1, K_2 şi K_3, simetricele cercului circumscris triunghiului polilor (K_0) faţă de laturile corespunzătoare ale acestuia. Cele trei cercuri, locuri geometrice ale punctului C_1, C_2 şi C_3 sînt concurente în ortocentrul triunghiului polilor H (fig. 6).

Dîndu-se direcţia de translaţie a capului de cruce (deci C_0 se găseşte la ∞) punctul C din planul mobil ce are omologele sale în cele trei poziţii liniare se poate afla după cum urmează :

Se aplică de două ori teorema izogonalităţii în raport cu direcţia de translaţie şi triunghiul polilor. Se determină în acest fel punctul fundamental C_{123} care se află întotdeauna pe cercul circumscris triunghiului polilor.

Prin simetrie faţă de laturile triunghiului polilor se determină punctele omologe C_1, C_2 şi C_3 aflate pe dreapta (d) ce trece prin ortocentrul triunghiului polilor, amintită mai înainte (teorema coliniarităţii).

Din figura 6 se poate stabili uşor că dreapta (d), care uneşte punctele omologe trece totdeauna prin H.

Pentru a demonstra acest lucru se va arăta mai întîi că C_1 H şi C_2 sînt coliniare adică :

$$\gamma + \delta + \sphericalangle P_{13}H\ P_{23} = 180^\circ. \qquad (3)$$

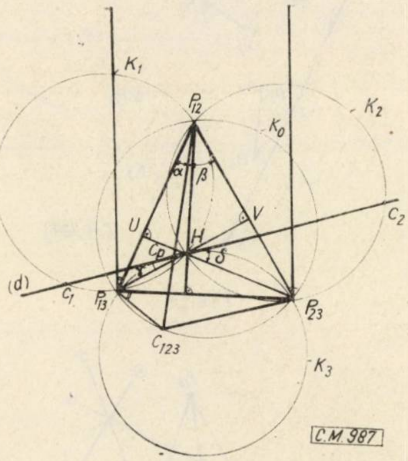


Fig. 6

Avînd în vedere identitatea cercurilor K_e, K_1 şi K_2 putem scrie :

$$\overset{\frown}{C_1\ P_{13}} = \overset{\frown}{C_{123}\ P_{13}} \rightarrow \sphericalangle\ \alpha = \sphericalangle\ \gamma$$

$$\overset{\frown}{C_{123}P_{23}} = \overset{\frown}{C_2\ P_{23}} \rightarrow \sphericalangle\ \beta = \sphericalangle\ \delta.$$

Relaţia de mai sus (3) devine :

$$\alpha + \beta + \sphericalangle\ P_{13}\ H\ P_{23} = 180^\circ. \qquad (4)$$

Unghiul P_{13} H P_{23} fiind opus unghiului UHV cu ajutorul patrulaterului inscriptibil P_{12} UHV relaţia (4) este demonstrată, C_1, H şi C_2 fiind în linie dreaptă C_3 trebuie să fie situat pe aceeaşi dreaptă pe de o parte, şi pe cercul K_3 de pe altă parte, adică la intersecţia dreptei d cu cercul K_3.

Prin tema de proiectare se pot da cele trei poziţii ale planului bielei $(A_1B_1$, A_2B_2 şi $A_3B_3)$ punctul de articulaţie al manivelei la elementul fix D_0 şi direcţia de translaţie $C(C_0 \rightarrow \infty)$.

Ordinea rezolvării problemei va fi astfel :

— Se determină triunghiul polilor de rotaţie P_{12}, P_{13}, P_{23} şi ortocentrul acestuia H.

— Se aplică teorema izogonalităţii, după cum s-a arătat mai sus, s-au prin H se duce o paralelă la direcţia de translaţie ΔC care intersectează cercurile K_1, K_2 şi K_3 în C_1, C_2, C_3 omologele capului de cruce în cele trei poziţii ale planului bielei.

— Cu ajutorul teoremei izogonalităţii se determină punctul de bază D_{123}.

— Simetricele punctului de bază faţă de laturile corespunzătoare ale triunghiului polilor determină omologele D_1, D_2, D_3.

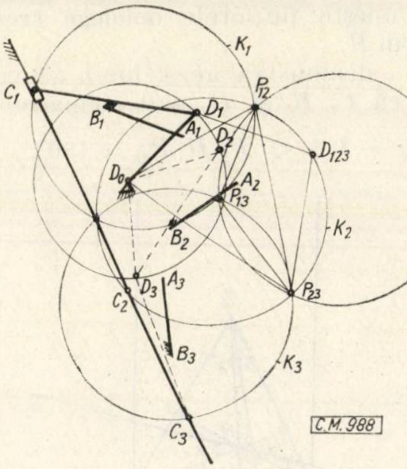


Fig. 7

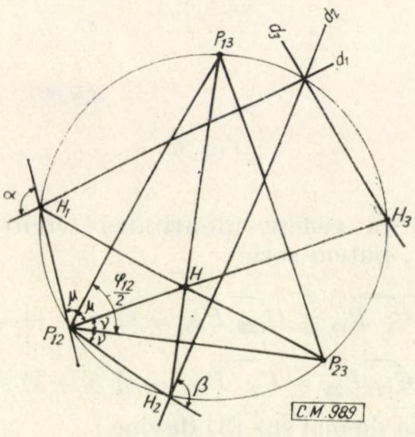


Fig. 8

— Se construieşte mecanismul bielă-manivelă într-una dintre poziţii. În figura 7 mecanismul a fost construit în prima poziţie.

5. *Sinteza geometrică tripoziţională a mecanismului cu cilindru oscilant.* Problema tripoziţională a planului mobil mai poate fi rezolvată cu ajutorul unui mecanism cu cilindru oscilant. În acest caz se impune ca o dreaptă a planului mobil în cele trei poziţii omologe ale sale să treacă printr-un punct fix D_0.

Deci se cere să se afle cele trei direcţii d_1,d_2 şi d_3 ce trec printr-un punct fix D_0 şi corespund totodată celor trei poziţii impuse.

Locul geometric a lui D_0 este cercul K_0 circumscris triunghiului polilor, iar cele trei poziţii omologe ale dreptei d, sînt direcţiile d_1, d_2 şi d_3 care se obţin prin unirea punctului D_0 cu simetricele ortocentrului triunghiului polilor faţă de laturile corespunzătoare ale acestuia H_1, H_2 şi H_3.

Demonstraţia celor de mai sus se va face pentru d_1 şi d_2, pentru d_1 şi d_3 fiind asemănătoare.

Deoarece $P_{12}\ H_1 = P_{12}\ H_2$;

$$\sphericalangle H_1 P_{12} H_2 = 2\mu + 2\rho = 2\frac{\varphi_{12}}{2} = \varphi_{12}.$$

După rotaţia în jurul lui P_{12} cu unghiul φ_{12}, H_1 ajunge în H_2. Din patrulaterul inscriptibil $P_{12}\ H_1\ D_0\ H_2$ rezultă $\sphericalangle\ \alpha = \sphericalangle\ \beta$.

Egalitatea unghiurilor α şi β ne demonstrează că într-adevăr după rotaţia cu $\sphericalangle\ \varphi_{12}$, dreapta d_1 se va suprapune peste dreapta d_2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Artobolevski, I.I.* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[2] *Manolescu, N.I.* ş.a. Probleme de teoria mecanismelor şi a maşinilor vol. II. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.

[3] *Maroşi, D.* ş.a. Curs de teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cluj, 1966.

[4] *Tutunaru, D.* Mecanisme plane rectiline şi inversoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

[5] *Perju, D.* Contribuţii la sinteza mecanismelor cu bare articulate — manuscris.

]6] *Drăgan, C.* Asupra unor noi metode de studiu al mecanismelor şi maşinilor. Teză de doctorat. I.P. Iaşi, 1961.

[7] *Mangeron, D.* O nouă metodă de studiu interesînd teoria mecanismelor şi a maşinilor. În: St. şi cerc. de mec. apl., nr. 4, 1958.

CZ 531.36

Consideraţii privind aplicarea teoremei momentului cinetic la solidul rigid

Ing. Nicolae PANDREA – Institutul politehnic-Bucureşti
Ing. Ion ROŞCA – Institutul politehnic-Bucureşti

Se ştie că teorema momentului cinetic se aplică faţă de un punct fix sau faţă de centrul de greutate al rigidului sub forma :

$$\overline{K}_{01} = \overline{M}_{01} \qquad (1)$$

$$\dot{\overline{K}}_{c} = \overline{M}_{c} \qquad (2)$$

0_1 fiind un punct fix, iar C, centrul de greutate al rigidului. Expresiile (1) şi (2) formal sînt identice.

Se va arăta că aceeaşi formă de exprimare a teoremei se menţine şi în raport cu anumite puncte ale rigidului în situaţii particulare, ceea ce permite să se rezolve cu uşurinţă o serie de probleme.

Teorema momentului cinetic faţă de un punct 0 al rigidului se exprimă astfel (fig. 1) :

$$\overline{\rho}\times M\,\overline{a}_0+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\,\overline{K}_0=\overline{M}_0\;[1], \qquad (3)$$

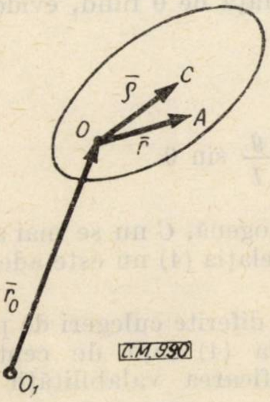


Fig. 1

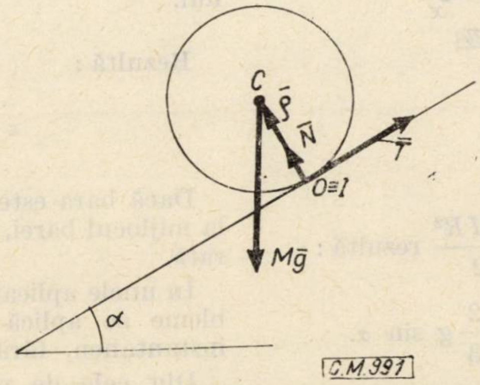


Fig. 2

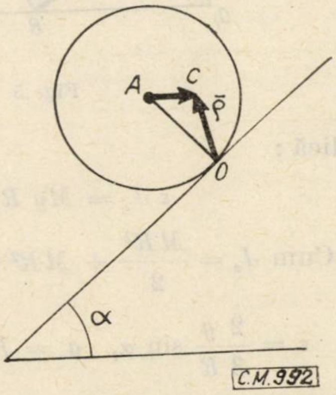


Fig. 3

unde :

$\overline{M}_0$ este momentul rezultant al forţelor exterioare faţă de punctul 0 ;
$\overline{K}_0=\Sigma\overline{r}\times(\overline{\omega}\times\overline{r})dm$ — momentul cinetic faţă de 0 ;
M — masa rigidului ;
$\overline{a}_0$ — acceleraţia punctului 0 ;
$\overline{\rho}$ — vectorul de poziţie al centrului de greutate C faţă de punctul 0.

În situaţiile în care $\overline{\rho}\times\overline{a}_0=0$, relaţia (3) devine :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\,\overline{K}_0=\overline{M}_0, \qquad (4)$$

adică se obţine o relaţie formal identică cu (1) şi (2). Deosebirea de conţinut între (1) şi (2) pe de o parte şi (4) pe de altă parte constă în aceea că dacă (1) şi (2) sînt adevărate în orice moment, (4) este adevărată doar la momentul cînd $\overline{\rho}\times\overline{a}_0=0$.

Dar, $\overline{\rho}\times\overline{a}_0=0$ în următoarele situaţii :

- $\overline{\rho}=0$, cazul $0\equiv C$, adică se obţine teorema momentului cinetic faţă de centrul de greutate (2) ;
- $\overline{a}_0=0$, adică punctul 0 coincide cu polul acceleraţiilor ;
- $\overline{a}_0\,||\,\overline{\rho}$, adică expresia (4) este valabilă pentru punctele ale căror acceleraţii trec prin centrul de greutate.

Ţinînd seamă de aceste observaţii se arată pe cîteva exemple cum se poate aplica teorema momentului cinetic faţă de puncte ale rigidului care îndeplinesc una din condiţiile de mai sus.

Exemplul 1. Se pune problema determinării acceleraţiei centrului de greutate C al unui disc omogen de rază R şi masă M care se rostogoleşte fără alunecare pe un plan înclinat de unghi α, neglijîndu-se frecarea de rostogolire (fig. 2). Se consideră punctul 0 ce aparţine discului şi care în poziţia considerată coincide cu I (centrul instantaneu).

Cum acceleraţia centrului instantaneu este normală la plan [2] rezultă :

$$\overline{\rho}\times\overline{a}_I=0,$$

$$\overline{K}_I=\Sigma\overline{r}\times(\overline{\omega}\times\overline{r})\,dm.$$

Se consideră axa *oz* perpendiculară pe planul discului trecînd prin I ; se deduce $K_I = \omega\, J_z$ şi din (4) :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\omega J_z) = M_I,$$

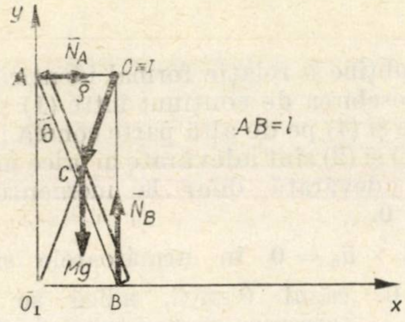


Fig. 4

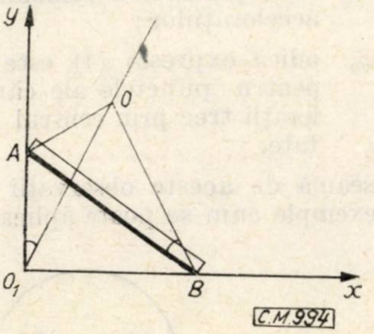


Fig. 5

adică :

$$\varepsilon\, J_z = Mg\, R \sin\alpha.$$

Cum $J_z = \dfrac{MR^2}{2} + MR^2 = \dfrac{3\,MR^2}{2}$ rezultă :

$$\varepsilon = \frac{2}{3}\frac{g}{R}\sin\alpha, \quad a_c = R\varepsilon = \frac{2}{3}g\sin\alpha.$$

În cazul cînd discul nu este omogen, rezultă (fig. 3) :

$$\overline{\rho}\times\overline{a}_0 = (\overline{OA} + \overline{AC})\times\overline{a}_0 = \overline{OA}\times\overline{a}_0 + \overline{AC}\times\overline{a}_0.$$

Dar :

$$\overline{OA}\times\overline{a}_0 = 0,$$

deci :

$$\overline{\rho}\times\overline{a}_0 = \overline{AC}\times\overline{a}_c \neq 0.$$

Se obţine :

$$\overline{AC}\times M\,\overline{a}_c + \overline{\varepsilon}\, J_z = \overline{M}_0$$

unde J_z este momentul de inerţie în 0 faţă de axa *oz*.

Exemplul 2. Trebuie determinată acceleraţia unghiulară a unei bare omogene ce se deplasează sub acţiunea greutăţii proprii, capetele rămînînd pe două direcţii perpendiculare fixe (fig. 4).

Se consideră punctul 0 din planul barei care coincide cu centrul instantaneu :

$$\overline{\rho}\times M\,\overline{a}_0 + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\overline{K}_0 = \overline{M}_0.$$

Din patrulaterul inscriptibil AO_1BO (fig. 5) în care bara AB este într-o altă poziţie rezultă $\sphericalangle\, 00_1A = \sphericalangle\, OBA$ = constant, deoarece punctele O, B, A sînt puncte ale planului barei, deci traiectoria descrisă de 0 este dreapta 00_1. Însă C se găseşte în poziţia considerată (fig. 4) pe dreapta 0_10 deci $\overline{a}_0 \,||\, \overline{OC}$ şi $\overline{\rho}\times\overline{a}_0 = 0$:

$$\varepsilon\, J_0 = M_0,$$

$$\varepsilon\left(M\frac{l^2}{12} + M\frac{l^2}{4}\right) = M\,g\frac{l}{2}\sin\theta,$$

momentul reacţiunilor faţă de 0 fiind, evident, nul.

Rezultă :

$$\varepsilon = \frac{3}{2}\frac{g}{l}\sin\theta.$$

Dacă bara este neomogenă, C nu se mai află la mijlocul barei, deci relaţia (4) nu este adevărată.

În unele aplicaţii din diferite culegeri de probleme se aplică relaţia (4) faţă de centrul instantaneu, fără justificarea valabilităţii ei.

Din cele de mai sus rezultă cazurile în care se poate aplica teorema momentului cinetic sub forma (4), dîndu-se şi justificarea corespunzătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vîlcovici, V.*, *Bălan, Şt.* şi *Voinea, R.* Mecanica teoretică, ed. III, Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[2] *Rădoi, M.* şi *Popescu Burchi*, I. Mecanica, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

Documentare

Uni Cardan AG, Lohmar, R.F. a Germaniei

Îmbinare de ţevi prin piuliţă olandeză

În domeniul transportului mediilor gazoase şi fluide, de exemplu în hidraulică şi pneumatică, sînt necesare legături sigure pentru conducte din ţevi. Astfel de elemente de legătură au fost prezentate la Tîrgul Internaţional Bucureşti 1970 de firma ,,Uni-Cardan", şi anume : îmbinări de ţevi prin piuliţă olandeză ,,Walterscheid" pentru ţevi din oţel, metale neferoase şi materiale plastice.

Aceste îmbinări de ţevi prin piuliţă olandeză pot fi folosite în general la ţevi din toate materialele amintite mai înainte. Se livrează execuţii ca :

— îmbinări cu filet normale ;

— îmbinări cu filet contra şocurilor pentru montaje radiale ;

— îmbinări cu filet cu posibilitate de oscilaţie.

Domeniul de folosire cuprinde ţevi cu diametrul exterior de la 4 la 4,2 mm şi folosirea pînă la presiunea nominală de 400 at. Îmbinările de ţevi filetate sînt, datorită construcţiilor tip inel-pană, foarte rezistente la vibraţii, insensibile la solicitări pulsatorii, insensibile la încovoiere şi la acţiunea temperaturii.

Există noi îmbinări de ţevi prin piuliţă olandeză cu înveliş care împiedică coroziunea la interior, îmbinări ce folosesc la instalaţii de frînare cu aer comprimat. Sînt de amintit, de asemenea, şi îmbinările de ţevi cu piuliţă olandeză pentru conductele de injecţie, precum şi pentru întreaga instalaţie hidraulică a vehiculului, scoţînd în evidenţă faptul că aceste îmbinări de ţevi cu piuliţă olandeză se potrivesc şi pentru cuplarea ţevilor acoperite cu un strat de material.

În figura 1 sînt prezentate două tipuri de îmbinări de ţevi folosind piuliţă olandeză :

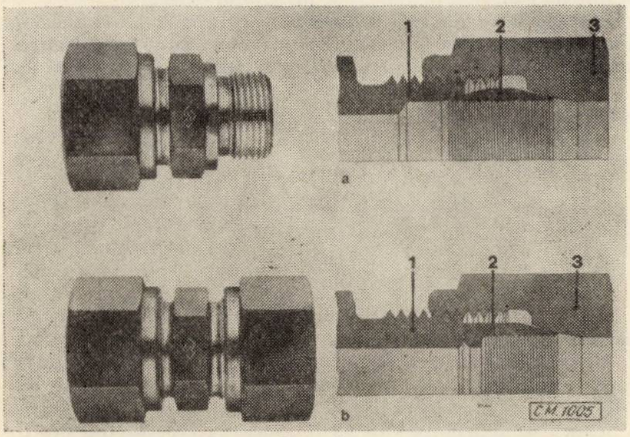


Fig. 1

a) Îmbinare cu filet de inel cu pană dublă formată din trei părţi constructive (ştuţuri de îmbinare cu filet ; inel cu pană dublă ; piuliţă olandeză).

b) Îmbinare cu filet cu inel cu pană de fixare, formată din : (ştuţuri de îmbinare cu filet ; pană de fixare ; piuliţă olandeză).

Gh. R.

Maşini bulgăreşti pentru tăierea metalelor

Ing. Petar Gudev — Camera bulgară de comerţ

Strungurile universale cu marca ,,ZMM", care au căpătat un renume amplu, sînt căutate în U.R.S.S., Cehoslovacia, Ungaria, precum şi în R.F.G., Olanda, Italia, Canada şi Japonia, datorită construcţiei moderne a acestora, indicilor lor tehnici şi economici superiori, care permit prelucrarea pieselor cu o lungime de pînă la 3 000 mm şi diametrul maximal de lucru de 1 050 mm. Sînt folosite lagăre de cel mai înalt grad de exactitate şi precizie. Stabilitatea corpului şi rezistenţa la uzură sînt garantate şi de faptul că turnarea este de calitate superioară, din fontă specială. Proprietăţile tehnice ale strungurilor bulgăreşti sînt completate şi de numărul larg şi cuprinderea mişcărilor longitudinale şi transversale, de posibilităţile bogate de tăiere a diferitelor fileturi şi de nomenclatura amplă de dispozitive anexe. Pentru clienţii din străinătate reprezintă interes strungurile din gama ,,Preslav" care sînt executate în două variante — strunguri universale şi de producţie, cu o execuţie diferită din punct de vedere al mecanismului de viteză (cu conector mecanic sau electromagnetic), cu dispozitive de înşurubare hidraulice, pneumatice sau electromecanice, precum şi cu o varietate a execuţiei suporturilor superioare şi inferioare.

Strungurile frontale semiautomate cu multe cuţite SE—081 şi SE—061 sînt destinate prelucrării pieselor din metale feroase şi neferoase, al căror diametru este mai mare decît lungimea lor — de exemplu flanşe, roţi dinţate, şaibe, tobe de frînare etc. Strungurile dispun de comandă program (cinematică sau cifrică) şi de un ciclu de lucru automat.

Gama maşinilor de perforare, construite în baza principiului agregatelor şi executate în variante diferite, are un grad de complexitate diferit, precum şi un grad superior de productivitate şi posibilităţi tehnice, cu un diametru de perforare de la 6 mm la 40 mm.

Gama maşinilor de frezat, în următorii cîţiva ani, paralel cu cunoscutele maşini de frezat FU—320 şi FU—251, se va lărgi prin maşinile orizontale de frezat FH—161 cu o lăţime a mesei de lucru de 120 mm şi 160 mm.

Aceste maşini de frezat, prin anexa bogată de dispozitive — ca de exemplu capul universal şi vertical de frezat, aparatul de distribuire — precum şi variantele diferite de execuţie din punct de vedere al posibilităţilor tehnice şi de comandă, vor găsi aplicare în atelierele mici, precum şi în majoritatea halelor şi sectoarelor din uzine.

Maşinile de tăiat, destinate tăierii materialelor profilate sau rotunde din oţel, fontă, bronz etc., sînt reprezentate de către ferăstrăul hidraulic HN—25M, ferăstrăul mecanic ON—163 şi maşina de tăiat benzi OL—251.

O expresie a realizărilor înalte ale constructorilor bulgari sînt şi maşinile originale — patent bulgar ROS—01 şi ZM—2. Maşina pentru tăiatul filetului ROS—01 care a fost premiată cu medalia de aur la tîrgul din Leipzig în anul 1966, este destinată găuririi pieselor din fontă, oţel şi metale neferoase. Este remarcabilă prin productivitatea sa înaltă (de 3 pînă la 20 ori mai înaltă în comparaţie cu metodele cunoscute pînă acum), filetările avînd o precizie şi netezime superioară (devierea medie pătratică a filetelor de la 0,8 pînă la 3,2 microni).

Destinaţia principală a maşinii pentru mularea faţetelor, ZM—2, este aceea de a mula aşchiile ce se obţin la frezarea roţilor dinţate, precum şi de a mula faţete pe profilul roţii dinţate sau al pieselor cu profiluri complicate. Ea lucrează conform metodei de copiere şi prelucrare a roţilor dinţate cu modul pînă la 10, diametrul roţii dinţate fiind de 40 mm pînă la 400 mm. Pot fi prelucrate roţi dinţate cu dinţi drepţi, înclinaţi sau în spirală.

C. A.

Uni-Cardan, AG Lohmar, R.F. a Germaniei

Articulaţie de sincronism

Cele două serii constructive de bază ale articulaţiilor de sincronism cu 6 bile, tip Löbro, sînt :

— articulaţie de sincronism fixă, pentru deplasări unghiulare pînă la 45° ;

— articulaţie de sincronism deplasabilă, pentru deplasări unghiulare pînă la 20° şi cursa (în funcţie de mărime), de la 13 la 36 mm.

Figura 1 arată un arbore cardanic de sincronism al unui autoturism de mărime mijlocie cu tracţiune pe faţă, care constă într-o articulaţie fixă şi una deplasabilă, unite între ele printr-un arbore de legătură. La antrenarea osiei din spate a autovehiculelor cu suspensie independentă pentru fiecare roată, sînt folosite două articulaţii deplasabile, cu arbore de legătură aşa cum se prezintă în figura 2.

Programul de construcţie al firmei ,,Uni-Cardan" cuprinde pentru amîndouă seriile de articulaţii tip Löbro, diferite mărimi pînă la un moment maxim de 110 000 kgf. cm.

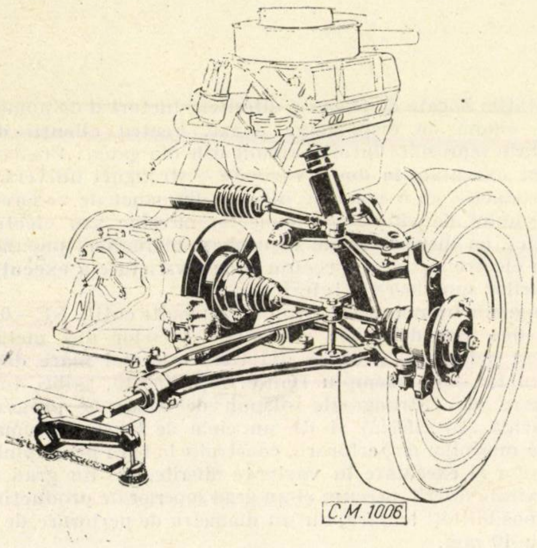


Fig. 1

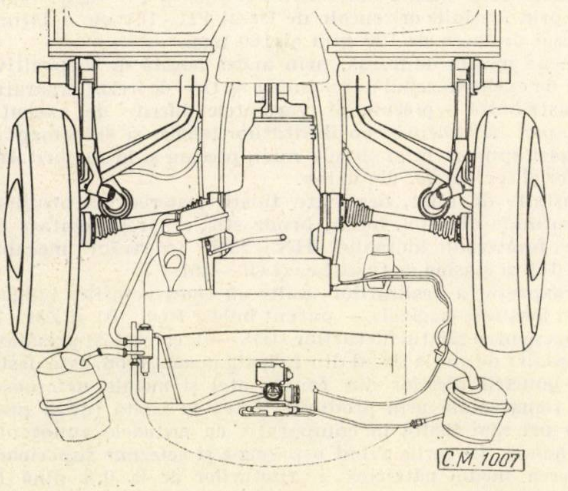


Fig. 2

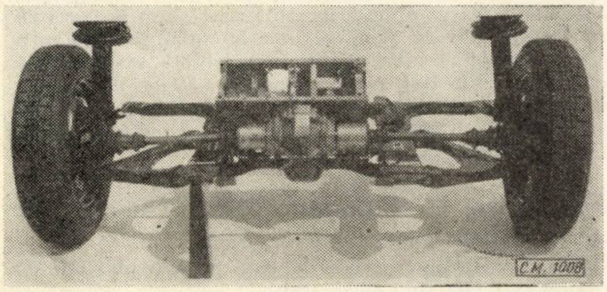


Fig. 3

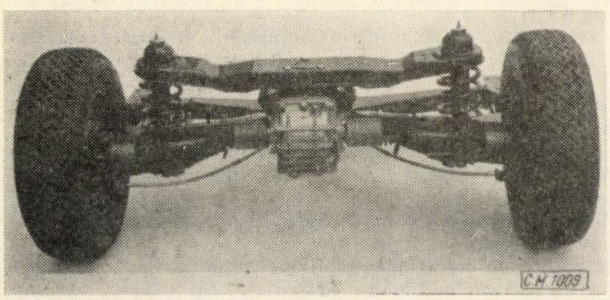


Fig. 4

În afară de cele două feluri de articulaţii de sincronism tip Löbro, descrise mai sus, este prezentată şi articulaţia de sincronism tripodă, de asemenea în două serii constructive de bază. Ca articulaţii de sincronism cu deplasări unghiulare pînă la 43° şi ca articulaţii de sincronism deplasabile pentru unghiuri pînă la 25° şi curse lungi, care sînt dependente numai de mărimea articulaţiei. Amîndouă articulaţiile tripode sînt folosite — împreună cu un arbore intermediar — în acţionarea faţă şi la acţionarea roţilor din spate cu suspensie independentă, ale autoturismelor şi autoutilitarelor.

Figura 3 prezintă articulaţiile de sincronism tripode cu articulaţii fixe înspre roată şi articulaţii deplasabile în partea de antrenare, în cazul unui autoturism cu tracţiune faţă.

Figura 4 prezintă axe cardanice de sincronism tripode, cu două articulaţii deplasabile, în cazul acţionării spate a unui autoturism.

Întreprinderea ,,Uni-Cardan'' a prezentat aceste realizări la Tîrgul Internaţional Bucureşti 1970.

Gh. R.

Uni-Cardan AG, Lohmar, R.F. a Germaniei

Arbori cu cruce cardanică

Arborii de articulaţie uşori sînt folosiţi cu precădere în acţionările secundare ale autocamioanelor, ale tractoarelor agricole, ale vehiculelor pe şine, ale instalaţiilor pentru laminare şi în acţionări secundare din cadrul construcţiei generale de maşini.

Domeniul principal de folosire a arborilor de articulaţie mijlocii este construcţia autoutilitarelor. Arborii de articulaţie mijlocii preiau în antrenare fluxul de forţe de la schimbătorul de viteze la diferenţial. În afară de aceasta ei sînt montaţi şi în acţionările principale ale tractoarelor, excavatoarelor mobile, navelor fluviale, exhaustoarelor, pompelor, ale instalaţiilor de ridicat şi instalaţiilor folosite în siderurgie.

De scos în evidenţă este momentul de rotaţie de 1 200 kgf.m, la un diametru al articulaţiei de numai 168 mm şi posibilitatea de înclinare pe fiecare parte a articulaţiei pînă la un unghi de lucru de 35°. Acest arbore de articulaţie (fig. 1) este prevăzut cu lagăre care nu necesită întreţinere. El reprezintă o soluţie constructivă nouă pentru autocamioane cu o capacitate de 8 CP/t.

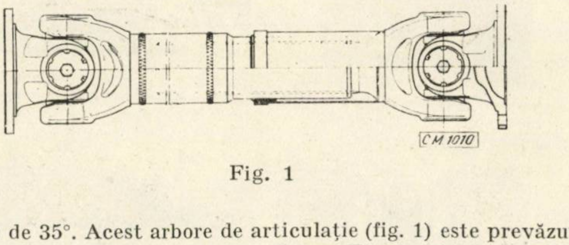


Fig. 1

Arborii de articulaţie din seriile constructive 369 sînt destinaţi pentru folosirea exclusivă la axele cu posibilitate de orientare ale autovehiculelor. Ele preiau legătura de la diferenţial către roata antrenată şi sînt proprii antrenării autoutilitarelor, a maşinilor de tracţiune, a maşinilor comunale şi tractoarelor, a macaralelor mobile, a screperelor, a stivuitoarelor şi a maşinilor speciale. Această serie constructivă este limitată superior prin noul tip 369.50. Cu un moment de rotaţie de pînă la 1 800 kgf.m, acest tip posedă, la aceeaşi necesitate de spaţiu ca şi construcţiile de articulaţie comparabile de pînă acum, o capacitate de transmisie cu pînă la 50% mai mare. Ungerea pe toată durata de funcţionare le face să nu mai necesite întreţinere. Unghiurile de înclinare admisibile de pînă la 48° permit un maximum de mobilitate pentru autovehicule (fig. 2).

Arborii grei de articulaţie pentru domenii de moment de rotaţie de la 25 tf.m pînă la 320 tf.m, la dimensiuni ale flanşei de la 680 mm pînă la 1 270 mm şi pentru unghiuri de înclinare pînă la 15° pe articulaţie, limitează în partea superioară multitudinea de arbori cardanici. Aceşti arbori cardanici grei sînt folosiţi în acţionarea vehiculelor pe şine, a navelor, a laminoarelor, a instalaţiilor grele de ridicat, a calandrelor şi a multor altor produse din construcţia generală de maşini. La

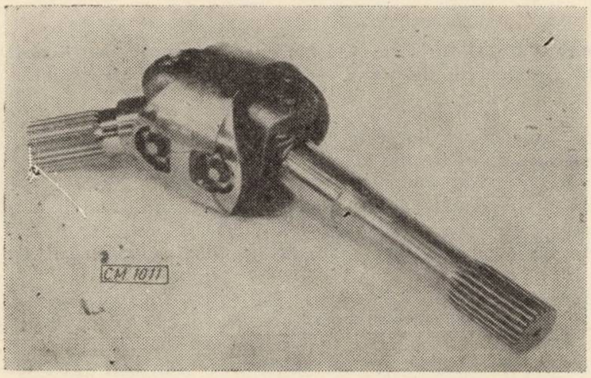


Fig 2

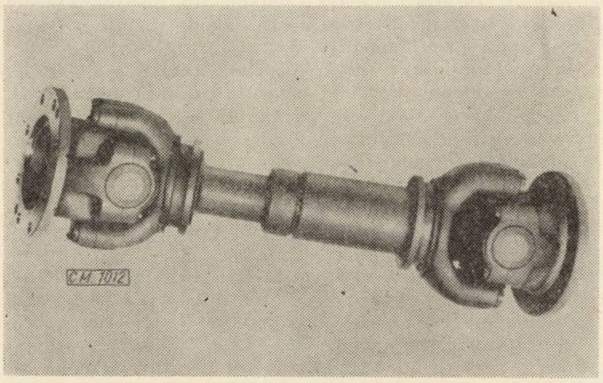


Fig. 3

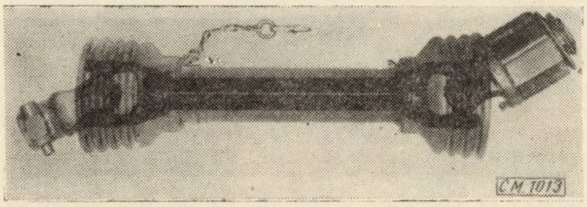


Fig. 4

vehiculele pe şine aceşti arbori ating o durată de funcţionare mare, fără demontări, de pînă la 500 000 km (fig. 3). Arborii de articulaţie speciali, pentru domeniul larg al construcţiei de maşini agricole, constituie o parte importantă a programului „Uni-Cardan".

Aceşti arbori cardanici au fost adaptaţi necesităţilor mereu crescînde ale tehnicii agricole. Profilele de alunecare cu o tratare specială a suprafeţelor, reduc rezistenţele de alunecare şi permit o mărire a intervalului dintre ungeri.

Cuplajele rapide cu arbori cardanici permit, chiar la un spaţiu redus de muncă, o cuplare şi decuplare fără efort. O caracteristică importantă este protecţia din material plastic împotriva accidentelor, care nu este sensibilă la temperatură şi care, de asemenea, poate fi montată uşor şi repede. Arborii cardanici cu unghi mare permit un unghi de înclinare pînă la maximum 70°. O serie constructivă largă de cuplaje de sarcini mari, concepute ca cuplaje de corpuri de blocaj — sau cuplaje de frecare — conduc la un mod de construcţie uşor şi la reducerea preţului de cost.

Montarea lor la arborii cardanici este, de asemenea, posibilă ca şi montarea în maşinile agricole. Stăpînirea maselor din ce în ce mai mari, pentru rotaţii ridicate, din maşinile agricole, necesită o folosire crescîndă a cuplajelor libere (fig. 4).

Aceste produse au fost expuse la Tîrgul Internaţional—Bucureşti 1970.

Gh. R.

Uni-Cardan, AG Lohmar, R.F. a Germaniei

Cuplaje reglabile

Cuplajele reglabile se realizează în diferite mărimi şi forme constructive de cuplaje simple şi duble sau alternante (fig. 1).

La acţionarea corespunzătoare a articulaţiei se poate realiza cu acest cuplaj, printr-o simplă acţionare a pirghie de picior, o schimbare a sensului de mers sau o schimbare a vitezei. Deosebit de interesant pentru constructorul de autocamioane este şi noul cuplaj cu două discuri (fig. 2). El transmite, la diametre mici, momente de rotaţie mari. Aceste cuplaje reglabile oferă, prin independenţa lor faţă de variaţiile coeficientului de frecare, avantaje importante :

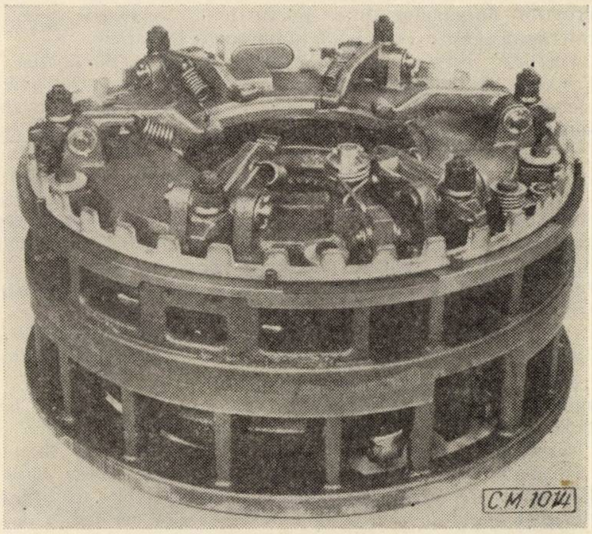


Fig. 1

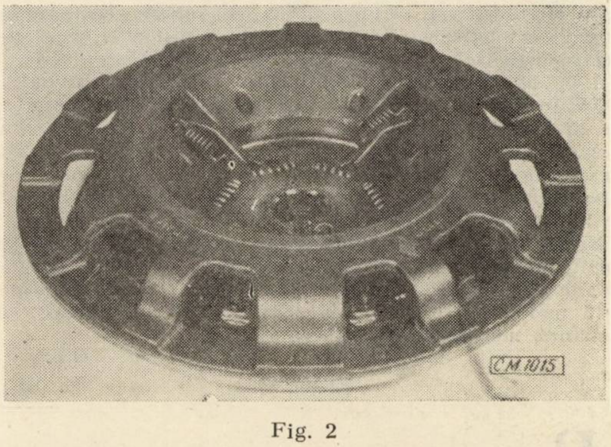


Fig. 2

— o limitare precisă a momentului de rotaţie ;

— datorită sistemului de reglare, aceste cuplaje sînt în mare măsură independente de variaţia coeficientului de frecare ;

— o frînare intensivă a oscilaţiilor de rotaţie la cuplare şi la şocuri ale momentului de rotaţie, datorită proprietăţilor dinamice ale sistemului ;

— durată de funcţionare mai îndelungată şi insensibilitate faţă de solicitările termice mai mari, prin reducerea timpului de alunecare, precum şi printr-o răcire proprie cu aer ;

— moment de alunecare constant la griparea garniturilor de frecare ;

— o forţă mică pe pedală, mai ales în starea de decuplare.

Firma „Uni-Cardan AG" a prezentat aceste realizări la Tîrgul Internaţional — Bucureşti 1970.

Gh. R.

Sudostroenie

nr. 5, 1970

Motonava cu pescaj mic pentru mărfuri ,,Kişinev". P. I. Mitiugov.

Pentru a îmbunătăţi traficul în deltele fluviilor şi în porturile cu adîncime mică de acostare, a fost proiectată şi construită motonava cu pescaj mic ,,Kişinev". Ea este destinată transporturilor de mărfuri între porturile de la mările Neagră, Mediterană şi Roşie, cu escală în porturile dunărene.

,,Kişinev" este o navă cu o singură punte, două elice şi patru cale, cu bord suplimentar liber, teugă, dunetă, etravă şi pupă de crucişător. Suprastructura şi sala maşinilor sînt dispuse la pupă. Caracteristicile tehnice ale motonavei sînt următoarele : lungime — 123,5 m ; lăţime — 15 m ; înălţimea bordului — 6,5 m ; pescajul — 4,5 m ; capacitatea calelor — 5 770—6 040 m^3 (în funcţie de natura mărfurilor) ; capacitatea cisternei de balast — 2 170 m^3 ; capacitatea cisternei de apă potabilă — 120 m^3 ; capacitatea rezervoarelor de combustibil şi ulei — 300 m^3 ; puterea instalaţiei energetice — 2 × 1 000 CP ; viteza de croazieră — 11,7 noduri ; raza de plutire 5 000 mile ; echipaj — 25 persoane.

Corpul motonavei este construit din oţel slab aliat 09G2 în sistem combinat, cu extremităţile şi bordul transversale, iar puntea, fundul şi al doilea fund din zona centrală — longitudinale. Rama trambuchiului de mărfuri, care face legătura între teugă şi dunetă, este construită din oţel MK—40 cu rezistenţă sporită. Pe lungimea corpului sînt dispuse 11 compartimente, dintre care două servesc pentru balast.

Condiţiile de locuit sînt igienice şi confortabile. Echipajul este cazat în cabine individuale alimentate cu aer condiţionat, iar personalul superior — în compartimente compuse din cabinet, dormitor şi sală de baie. Sistemul de condiţionare a aerului asigură menţinerea temperaturii din încăperi la 20—21° C, cînd temperatura aerului înconjurător este de —23°C şi la 24—26° C cînd temperatura aerului înconjurător este de 32°C.

Pentru spaţiile de încărcare-descărcare nava este dotată cu trei macarale electrice de 2,5—5 t, cu raza de acţiune a braţului de 4—14 m. Cele două motoare principale sînt diesele tip 8 DR 30/50—4, de 1 000 CP la 340 rot/min, echipate cu sistem pneumatic pentru comandă de la distanţă. Instalaţia electroenergetică cuprinde trei diesel-generatoare DGR — — 100/7 500 de 100 kW, care furnizează curent continuu de 400 V. În regim de mers funcţionează un singur diesel-generator, iar în condiţii speciale (operaţii de încărcare-descărcare, trecerea prin strîmtori etc.) este cuplat al doilea. Al treilea diesel-generator este de rezervă. Ventilaţia sălii maşinilor este asigurată de patru ventilatoare cu productivitatea totală de 36 000 m^3/h.

Nava este prevăzută cu instalaţie electrică de navigaţie în condiţii meteorologice dificile. În dotarea sa intră două şalupe de cîte 30 persoane, una cu propulsie diesel şi cealaltă comandată manual, şi o şalupă de serviciu de masă plastică, cu comandă mecanică.

G.Z.

nr. 5, 1970

Motoarele diesel din seria CN 25/34 şi perspectivele utilizării lor în construcţia de nave. Ia. I. Bondarev şi Iu. F. Brodskii.

Motoarele diesel din seria CN 25/34 au o largă răspîndire ca motoare auxiliare pe nave de transport şi pescăreşti ; de exemplu, generatoarele-diesel cu motoare 6C şi 6CN 25/34 sînt instalate pe mai mult de 50 tipuri de nave. Indicii tehnico-economici superiori şi fiabilitatea înaltă a motoarelor CN 25/34 a determinat şi exportarea lor în diferite ţări, ca R.F.G. şi Suedia.

Motorul 6C 25/34 de 300 CP la 500 rot/min a fost fabricat din 1956, garantîndu-se 20 000 ore de funcţionare pînă la reparaţia capitală. Ulterior motorul a fost modernizat prin turbosupraalimentare şi îmbunătăţirea calităţii pieselor principale (arborele cotit, bloc-carterul, batiul, pistoanele etc.). Principalele caracteristici tehnice ale motorului 6C 25/34 turbosupraalimentat sînt următoarele : puterea nominală—450 CP ; turaţia nominală—500 rot/min ; presiunea medie efectivă—8,1 kgf/ cm^2 ; presiunea maximă de ardere—70 kgf/ cm^2 ; consumul specific efectiv de combustibil — 160 g/CPh ; durata de funcţionare pînă la prima revizie — 3 500 h ; durata de funcţionare pînă la reparaţia capitală — 40 000 h.

În funcţie de necesităţi, motoarele din seria CN 25/34 sînt echipate cu diferite mecanisme auxiliare, comandă automată de la distanţă şi amortizor siliconic de vibraţii de răsucire. În încercări experimentale generatoarele-diesel DGR 300/500 —1 cu motor 6CN 25/34 au funcţionat între 10 000 şi 17 000 h fără defecţiuni la piesele în mişcare şi la grupul cilindru-piston.

Printr-o fabricaţie îngrijită, bazată pe tehnologie modernă, s-a trecut la tipul 6 CNSP 25/34—1 de 600 CP la 500 rot/min, cu reductor inversor VSR—10B, realizînd următorii parametri : presiunea medie efectivă — 10,8 kgf/cm^2 ; presiunea maximă de ardere — 80 kgf/cm^2 ; temperatura gazelor de ardere la intrarea în turbină — 460°C ; consumul specific efectiv de combustibil — 155 g/CPh ; durata de funcţionare pînă la prima revizie — 3 500 h. În construcţia noului motor au intervenit unele modificări menite să asigure creşterea siguranţei în exploatare şi a durabilităţii şi simplificarea lucrărilor de deservire. Astfel, arborele cotit a fost executat din fontă aliată de înaltă rezistenţă, iar cuzineţii palier interschimbabili cu aliaj AO—20.

Direcţiile actuale de modernizare urmăresc tipizarea generatoarelor-diesel de 300, 400 şi 500 kW, în conformitate cu necesităţile crescînde de energie electrică pentru navele de transport şi pescăreşti. În acest sens se scontează pe posibilitatea de micşorare a consumului specific efectiv de combustibil la 150 g/CPh şi mărimea duratei de funcţionare pînă la prima revizie la 10 000 h. Pentru satisfacerea cerinţelor de echipare a navelor din flota fluvială se preconizează fabricaţia motorului 8CN 25/34 de 950 CP la 600 rot/min.

G.Z.

Recenzie

C. Zenovei şi V. Buzatu. **Tabele pentru ateliere mecanice.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1970, 944 pag.

Lucrarea cuprinde numeroase informaţii tehnice necesare rezolvării problemelor de fabricaţie din atelierele mecanice. Se adresează personalului din atelier (ingineri, tehnicieni, muncitori cu calificare înaltă), putînd fi utilă şi cadrelor tehnico-inginereşti din alte sectoare de activitate.

Datele prezentate sînt organizate de regulă în tabele, facilitînd folosirea lor operativă. Ele încorporează formule de calcul şi noţiuni elementare, extrase din norme şi standarde. În primul capitol sînt incluse elemente de matematică (algebră, calcul diferenţial şi integral, trigonometrie etc.), în final fiind cuprinse tabele cu funcţii trigonometrice, logaritmi puteri şi radicali. Următoarele două capitole conţin informaţii privind unităţile de măsură şi desenul tehnic ; de remarcat numeroasele tabele de conversiune a unităţilor, respectiv cele referitoare la reprezentare, cotare, abateri şi toleranţe, rugozităţi.

Capitolele 4—6 tratează cunoştinţe de cultură tehnică generală, din domeniile mecanicii, opticii şi electrotehnicii. Din capitolul de mecanică menţionăm compunerea şi descompunerea forţelor, caracteristicile mişcărilor, elemente de cinematică şi dinamică. Capitolul de optică prezintă terminologia specifică acestui domeniu, iar capitolul de electrotehnică — lista mărimilor electrice, magnetice şi fotometrice, relaţii de calcul, caracteristicile motoarelor electrice şi ale siguranţelor fuzibile.

Capitolul 7 cuprinde informaţii deosebit de utile asupra alegerii sistemului de comandă numerică a maşinilor-unelte, introducerea informaţiilor de prelucrare la maşini-unelte, noţiuni de automatică, iar capitolul 8 — noţiuni referitoare la căldură (temperaturi, călduri specifice, transmiterea căldurii). Capitolul 9 se ocupă de toleranţe şi ajustaje, inclusiv echivalenţa dintre sistemele STAS şi ISO. În capitolul 10 se prezintă verificatoare şi aparate de măsură, toleranţe privind erorile de măsură cu diferite instrumente.

Rezistenţa materialelor este tratată în capitolul 11. Se precizează notaţiile şi terminologia, relaţiile între eforturi unitare şi deformaţii, formele de dimensionare şi verificare. Caracteristicile materialelor şi semifabricatelor fac obiectul capitolului 12.

În următoarele două capitole sînt abordate dispozitivele şi sculele utilizate în prelucrarea mecanică. Reţin atenţia, între altele, mecanismele pentru amplificarea forţei şi elementele de prindere, respectiv dimensiunile diferitelor tipuri de scule, inclusiv sculele auxiliare.

Capitolele 15—20 se referă la principalele operaţii din atelierele mecanice. În legătură cu aşchierea se menţionează caracteristicile tehnice ale maşinilor-unelte şi se indică normele de timp şi parametrii regimurilor de aşchiere pentru unicate şi fabricaţie de serie mică. Pentru tratamente termice şi termochimice se prezintă regimurile de lucru, caracteristicile materialelor auxiliare, clasificarea şi simbolizarea instalaţiilor. O dezvoltare corespunzătoare revine capitolelor de sudură şi lipire, în care sînt incluse, de exemplu, caracteristicile diferitelor tipuri de electrozi pentru sudura electrică, defectele cusăturilor sudate, regimurile de sudare în diverse medii, mărcile şi condiţiile tehnice pentru aliajele de lipit. În aceeaşi secţiune intră operaţiile de prelucrare prin deformare şi tăiere, precum şi acoperirile de protecţie a suprafeţelor.

Următoarele patru capitole sînt consacrate organelor de maşini. Mai întîi sînt trecute în revistă organele de asamblare şi apoi cele de transmitere a mişcării: angrenaje, arbori canelaţi, transmisii cu curele. De asemenea, sînt examinate lagărele de alunecare şi de rostogolire, în ultimul caz fiind precizată corespondenţa simbolizării rulmenţilor după STAS, DIN, SKF ş.a.

O preocupare specială este constituită de etanşarea şi ungerea maşinilor. În ultimul capitol sînt grupate elemente de protecţia muncii.

G. Zătreanu

Cronică

Construcţii mecanice din R. P. Bulgaria la al 26-lea tîrg din Plovdiv

Dinamica tîrgului internaţional din Plovdiv a demonstrat că în fiecare an construcţiile mecanice bulgăreşti reprezintă expozantul cel mai important, atît ca suprafaţă ocupată, cît şi ca număr de exponate. În anul acesta, pe o suprafaţă de aproximativ 25 000 m² au fost prezentate mai mult de 3 500 exponate, dintre care 700 au caracter de noutate. În acest scop s-au folosit patru pavilioane, cu o suprafaţă de circa 10 000 m², fără a socoti aproape 15 000 m² de suprafaţă descoperită, cuprinzînd o parte a locului amenajat pe teritoriul tîrgului; restul locului a fost rezervat pentru expoziţia realizărilor construcţiilor navale bulgăreşti.

Pe o mare suprafaţă descoperită au fost expuse motoare şi electrocare, macarale electrice, realizări ale tinerei industrii de automobile din R.P. Bulgaria, tractoare şi maşini agricole, pompe, maşini de construcţie, excavatoare mecanice, rulouri compresoare etc.

Unul dintre pavilioanele menţionate a fost înzestrat cu o platformă specială pe care s-au expus maşinile de prelucrat metale — realizările cele mai recente ale Institutului de cercetări ştiinţifice şi studii din domeniul acestul tip de maşini. Se menţionează în special: maşina de filetat prin laminare ROD-ol destinată prelucrării filetelor exterioare prin deformarea materialului la rece, strungul automat cu revolver ASR—200 pentru prelucrarea pieselor din bare calibrate şi necalibrate cu diametrul sub 40 mm, comanda sa programată prin transistoare asigurînd o înaltă siguranţă în funcţionare; maşina de alezat — finisat RP—121 destinată prelucrării găurilor cu diametru de la 18 la 120 mm, care beneficiază de o mare precizie a execuţiei.

O serie întreagă de uzine au expus maşini noi a căror producţie în serie este deja asigurată: maşina de filetat RN—012, strungul universal SU—251, ferăstrăul circular OCO—25; presa hidraulică de montaj PHM—400.

La standul maşinilor pentru prelucrarea lemnului o atenţie deosebită au suscitat noile ferăstraie cu panglică tip BD—111, BDV 110 şi RDK—110.

La standurile cu specific termotehnic, s-a putut aprecia pentru prima oară o instalaţie de climatizare, un arzător pentru folosirea la sere, un deprăfuitor de atelier cu turbulenţă şi un grup individual de deprăfuire.

Dintre maşinile de turnat s-a remarcat prototipul maşinii de turnat prin contrapresiune DM—350, brevetată de academicianul D. Balevski. Modelul 505 al acestei maşini, a cărei producţie de serie este asigurată de uzina Ilinden — Plevna. a fost de asemenea expus. Acest principiu introdus în turnare' prin contrapresiune, reuneşte avantajele tuturor tipurilor de turnare cunoscute pînă în prezent, eliminînd în acelaşi timp defectele lor.

Standurile rezervate maşinilor pentru industria alimentară au cuprins numai tipuri noi: maşina automată de închis cutiile de conserve (capacitate de 18 000 cutii pe oră), amestecător de carne de 200 l. filtru pentru sucuri de fructe etc.

S-au remarcat, printre noile exponate ale întreprinderilor pentru prelucrarea metalelor, radiatoarele din oţel (execuţie specială), menghine de lăcătuşerie (3, 16, 26 şi 36 kgf), cricul hidraulic de 20 tone, diverse modele de electrozi, plită de bucătărie combinată cu aprinderea automatizată.

Uniunea economică ,,Balkancar'' a expus 40 modele de motocare şi electrocare. Printre modelele noi menţionăm tipul EV—612 care aparţine familiei de electrocare universale cu trei roţi, cu ridicare mare şi capacitate de 630 kg; înălţimea de ridicare este de 2,9 m, iar raza de viraj exterior 1080 ± 3 % mm. Tipul 738.45.3, care aparţine familiei autoridicătoarelor universale cu patru roţi cu ridicare mare şi schemă de comandă directă (controlor de putere), are capacitate de ridicare de 3 tone pentru o înălţime de 4,5 m, iar raza de viraj exterior de 2650 ± 3 % mm. Printre motocare s-a apreciat modelul cu patru roţi, de mare ridicare, tip universal BV—2733, de 3,2 tone la 3,3 m, rază de viraj 2500 ± 3 % mm, cu motor cu benzină Volga M 21 AE.

Ca producător de renumite macarale electrice, Balkancar a prezentat nu numai vasta gamă de produse, ci şi o întreagă serie de modele noi.

Standul destinat expunerii construcţiilor mecanice grele s-a caracterizat în acest an prin prezenţa unei întregi serii de maşini pentru ceramică, destinată uzinelor de producere a cărămizilor normale sau găurite. S-au remarcat şi cilindrii striaţi pentru tratamentul materialelor, cilindrii pentru trierea pietrelor, cilindrii pentru degrasare şi finisare cu aparate de rectificare, dispozitive pentru tăierea cărămizilor etc.

Spaţiile rezervate tractoarelor şi maşinilor agricole au arătat printre altele: noul tip de tractor Bulgar MTZ—50 şi un întreg lot de maşini şi aparate pentru automatizarea aproape a tuturor proceselor de producţie în fermele pentru creşterea animalelor şi păsărilor. Astfel, a reţinut atenţia echipamentele maşinilor pentru prepararea sub formă de pastă a furajelor, care cuprind un rezervor de 10 tone, un dispozitiv de aducere și un rezervor receptor, un amestecător etc.

Baza dezvoltării tehnice în domeniul aparatelor de cîntărire și măsură a prezentat un nou dozator pentru prepararea medicamentelor sub formă de pudră, folosibil pentru dozarea cantităților de la 1 kg la 1,5 g, precizia sa fiind de ±2 %.

Industria electrotehnică grea, depinzînd de Uniunea Economică de Stat Elprom, a expus mai ales echipamente electrice complete: bobine, generatoare de curent continuu, startere, batiuri de acumulatoare și alte piese ale instalației electrice a automobilelor.

Pentru prima oară s-au expus micromotoare electrice pentru ștergătoarele de parbriz, pentru mașinile de găurit manuale etc. O altă realizare interesantă a fost centrifuga pentru sucuri de fructe și legume, cu dispozitiv de evacuare periodică și automată a reziduurilor.

Radio-electronica și telecomunicațiile bulgare au fost reprezentate prin mai multe noutăți la galeria pavilionului industriei aparatelor electrice: peste 25 modele de aparate radio și de televiziune de concepție nouă, dispozitiv de alimentare pentru 60 V și 400 A pentru centrale telefonice automate, un televizor în culori etc.

De o atenție deosebită s-au bucurat și standul mașinilor pentru sudură, unde un echipament special conceput pentru aplicarea sticlei pe metale a fost foarte mult apreciat.

Ediția din acest an a tîrgului din Plovdiv a reușit să polarizeze la niveluri crescute atenția numeroșilor specialiști care i-au vizitat standurile.

C. A.

E 3279

INDEX ALFABETIC PE PROBLEME ȘI PE AUTORI

EDITORIALE

* * * Rolul industriei construcțiilor de mașini în realizarea societății socialiste multilateral dezvoltate, nr. 2, p. 65

* * * Tîrgul internațional București 1970, nr. 8, p. 455.

Dumitrescu, P. Un deceniu de tipizare, unificare și agregate industria constructoare de mașini nr. 12, p. 705.

CONSTRUCȚIA — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

A

Abăităncii, D.: Influența lungimii și secțiunii colectorului de admisiune asupra dinamicii procesului de umplere, nr. 10, p. 573.

Alexandru, P.: Asupra legii de transmitere a trapezului de direcție al autovehiculelor pe roți, nr. 10, p. 588.

Ardeleanu, Z., Neacșu Eleonora, Vlădea, I., Theil, H. și *Neiss, Fr.*: Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule nr. 8, p. 495.

B

Bartha, Al., Feimer, I., Mădăraș, L. și *Călărășanu, D.*: Calculul cu ajutorul nomogramelor și șuruburilor de mișcare și forță, nr. 3, p. 143.

Benche, V.: Influența regimului curgerii lichidului și a jocului radial asupra calităților funcționale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între ele, nr. 5, p. 257.

Benche, V.: Contribuții la studiul teoretic și experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente, nr. 10, p. 594.

Beschia, R. și *Răzmeriță, Gh.*: Contribuții la studiul curburilor transportoarelor cu bandă jgheab, nr. 12, p. 695.

Bretan, V. și *Konrad, M.*: Asupra unei metode de calcul hidraulic simplificat al camerelor spirale de secțiune circulară utilizate în construcția de turbine hidraulice, nr. 9, p. 519.

C

Călărășanu, D., Feimer, I., Mădăraș, L. și *Bartha, Al.*: Calculul cu ajutorul nomogramelor al șuruburilor de mișcare și forță, nr. 3, p. 143.

Cîmpian, V.: Instalație pentru determinarea calităților dinamice și economice în regim nestaționar a autovehiculelor, nr. 3, p. 129.

Cîmpian, V., Untaru, M. și *Seitz, N.*: Influența raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicității și economicității autobuzului T.V. 20 UE, nr. 6, p. 366.

Chiriacescu, S.: Contribuții la sinteza cinematicii și dinamicii mașinilor-unelte așchietoare, nr. 8, p. 457.

Constantinidi, V. și *Gheorghiu, D.*: Schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare, nr. 2, p. 84.

Codreanu, C.: Calculul grafic al acționărilor hidrostatice, nr. 12, p. 702.

Corovei, I., Stoica A. și *Roș, V.*: Contribuții la studiul cormanelor cu suprafețe cilindroidale, nr. 6, p. 353.

Coste, F. și *Opaschi, M.*: Realizări în domeniul construcției de echipamente hidroenergetice din Republica Socialistă România și perspectivele de dezvoltare, nr. 1, p. 1.

D

Darabont, Alex.: Calculul caracteristicilor tehnice ale pompelor de vid cu inel de apă tip VIL, fabricate în țară, nr. 6, p. 327.

Deutsch, I. și *Olariu, V.*: Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic în foi, nr. 11, p. 652.

Dima, Gh.: Studiul analitic pentru alegerea rațională a țevilor de oțel necesare executării carcaselor de oțel pentru cuzineții motoarelor de la tractoarele UTOS și U — 650, nr. 3, p. 133.

Dodoc, P.: Determinarea parametrilor tehnologici la strunjirea de finisare, nr. 11, p. 654.

Drugescu, Elena, Manolache, M. și *Miloșeriu Olga*: Influența stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilității lor, nr. 1, p. 9.

Dumitraș, C.: Considerații asupra unor relații de calcul pentru forțele de așchiere, nr. 2, p. 102.

Dumitraș, C.: Noi relații matematice de calcul pentru forțele de aschiere la strunjirea longitudinală, nr. 3, p. 137.

Dumitraș, C.: Calculul forțelor de așchiere F_zF_x F_y la mașinile verticale de frezat, pe baza relațiilor matematice, stabilite în cazul strunjirii longitudinale, nr. 9, p. 536.

Duicu, P., Stamatescu, C., Grigoriu, M, și *Radcenco, V.*: Criterii de alegere a parametrilor determinanți în procesul de comprimare volumică a aerului, nr. 10, p. 618; nr. 11. p. 679.

E

Eberan — Eberhorst, R.: Probleme ale motoarelor moderne, nr. 12, p. 716.

F

Feimer, I., Mădăraș, L., Călărășanu, D. și *Bartha, Al.*: Calculul cu ajutorul nomogramelor al șuruburilor de mișcare și forță, nr. 3, p. 143.

G

Gallois, J.: Asupra utilizării motoarelor semirapide în propulsia navală. nr. 12, p. 726.

Gheorghiu, D. şi *Constantinidi, V.* : Schimbătoare de căldură cu ţevi cu aripioare, nr. 2, p. 84.

Goguţă, Tr. : Rulmenţi cu rezistenţa la rulare sporită, nr. 3, p. 147.

Grigoriu, M. Radcenco, V., Duicu, P. şi *Stamatescu,C.* : Criterii de alegere a parametrilor determinaţi în procesul de comprimare volumică a aerului, nr. 10. p. 618 ; nr. 11, p. 679.

H

Handra Luca, V. : Sinteza mecanismului cu patină oscilantă pe baza funcţiilor de transmitere de ordinul întîi. nr. 1, p. 5

Hoffmann, V. şi *Sima, P.* : Calculul cămăşilor cilindrice ale motoarelor cu cămăşi asamblabile, nr. 11, p. 662.

Huncher, V.T. : Influenţa cuplelor de translaţie în cercetarea mecanismelor patrulatere, nr. 6, p. 339.

I

Ignat, V. : Contribuţii la cinematica frezării, nr. 5, p. 284

Indra, J. : Problema frezării şi arderii amestecului la motoare diesel înalt supraalimentate, nr. 12, p. 747.

Ioniţă, N. : Sinteza geometrică tripoziţională a mecanismelor plane cu patru elemente, nr. 12, p. 755.

Iscrulescu, V. şi *Popa, B.* : Tendinţe noi în dezvoltarea arzătoarelor, nr. 4, p. 222.

K

Konrad, M. şi *Bretan, V.* : Asupra unei metode de calcul hidraulic simplificat al camerelor spirale de secţiune circulară utilizate în construcţia de turbine hidraulice, nr. 9, p. 519.

L

Lăzărescu E. : Studiul mişcării unei bule de cavitaţie sub influenţa unui cîmp de vibraţii mecanice într-o conductă de injecţie a unui motor D—103, nr. 5, p. 289.

Lăzărescu, E. : Contribuţii la studiul proceselor oscilatorii şi al cavitaţiei într-o conductă de injecţie a unui motor diesel pe o cale nouă. — Modelarea analogică cu ajutorul undelor staţionare produse într-o punte Lecher, nr. 8, p. 476.

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare, nr. 11, p. 667.

M

Mamedor, P.A. : Determinarea atingerii şi a ariei efective de contact a suprafeţei de sprijin a filetului cu ajutorul modelelor sferice, nr. 6, p. 345.

Manolache, M., Drugescu Elena şi *Mitoşeriu Olga* : Inflenţua stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilităţii lor, nr. 1, p. 9.

Marga Eugenia şi *Marga Gh.* : Alegerea raţională a raportului de demultiplicare la maşinile de ridicat, nr. 9, p. 551.

Marga, Gh. şi *Marga Eugenia* : Alegerea raţională a raportului de demultiplicare la maşinile de ridicat, nr. 9, p. 551

Mădăraş. L., Feimer, I. Călărăşanu, D. şi *Bartha, Al.* : Calculul cu ajutorul nomogramelor al şuruburilor de mişcare şi forţă, nr. 3, p. 143.

Micu, C., Rădulescu, Al. şi *Ungureanu, I.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor normale, nr. 5, p. 312.

Micu, C., Ungureanu, I. şi *Rădulescu, Al.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel, nr. 10, p. 611.

Mihalcea, D. : Contribuţii teoretice în vederea dimensionării ansamblului piesă de etanşare arbore prin examinarea forţelor ce apar în presgarnituri şi inele „0", nr. 7, p. 430.

Miron Lucia şi *Păstrav, I.* : Calculul arcurilor sinus, nr.5, p. 303.

Mitoşeriu Olga, Manolache, M. şi *Drugescu Elena* : Influenţa stării de livrare a aliajelor de aluminiu asupra corodabilităţii lor, nr. 1, p. 9.

Moşu, N. : Determinarea momentului forţelor de inerţie pentru mecanismul bielă-manivelă general, nr. 5, p. 293.

N

Năstase, M. : Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor Roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă, nr. 4, p. 208.

Năstase, M. : Metodă pentru calculul coeficienţilor de atenuare a radiaţiilor Roentgen utilizate în defectoscopia nedistructivă, nr. 5, p. 297.

Neacşu Eleonora, Vlădea, I. Theil, H., Neiss, Fr., şi *Ardeleanu, Z.* : Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule, nr. 8, p. 495.

Neiss, Fr., Ardeleanu, Z., Neacşu Eleonora, Vlădea, I. şi *Theil, H.* : Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule nr. 8, p. 495.

Nichici, Al. : Oscilaţii proprii ale electrodului la prelucrarea cu scîntei electrice, nr. 1, p. 18.

O

Oberst, L. şi *Oprendek, B.* : Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide, nr. 4, p. 212.

Olariu, V. : Calculul suspensiei cu arcuri semieliptice progresive legate de ramă prin bolţ şi sanie, nr. 2, p. 115.

Olariu, V. şi *Deutsch, I.* : Asupra coeficientului de formă al arcului semieliptic în foi, nr. 11, p. 652.

Opaschi, M. şi *Coste, F.* : Realizării în domeniul construcţiei de echipamente hidroenergetice din R.S.R. şi perspectivele de dezvoltare nr. 1, p. 1.

Oprendek, B. şi *Oberst, L.* : Pulsaţii parazite introduse de cuplaje mecanice rigide, nr. 4, p. 212.

P

Pandrea, N. : Consideraţii privind aplicarea teoremei momentului cinetic la solidul rigid, nr. 12, p. 759.

Pasztor, E. : Asupra determinării randamentului mecanic al motoarelor cu ardere internă, nr. 10, p. 598.

Pavel, A. : Alegerea schemelor de calcul în cazul aparatelor de tip coloană, nr. 4, p. 213.

Pay, E. şi *Lăzărescu, I.* : Influenţa regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a maşinii de frezat roţi dinţate prin rulare, nr. 11, p. 667.

Păstrav. I. şi *Miron Lucia* : Calculul arcurilor sinus, nr.5, p. 303.

Popa, B. şi *Iscrulescu, V.* : Tendinţe noi în dezvoltarea arzătoarelor, nr. 4, p. 222.

Popescu, I. : Asupra ecruisării căilor de rulare a rulmenţilor radiali cu bile, nr. 5, p. 307.

Popescu, M. şi *Zugrăvel, M.* : Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare, nr. 10, p. 631.

R

Radcenco, V., Duicu, P., Stamatescu, C. şi *Grigoriu, M.* : Criterii de alegere a parametrilor determinaţi în procesul de comprimare volumică a aerului, nr. 10, p. 618 ; nr. 11, p. 679.

Raicu, A. : Calculul aproximativ al randamentului mecanismelor cu bare, nr. 3, p. 167.

Rădulescu, Al., Micu, C. şi *Ungureanu, I.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor normale, nr. 5, p. 312.

Rădulescu, Al., Micu, C. şi *Ungureanu, I.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel, nr. 10, p. 611.

Răzmeriţă, Gh. şi *Beschia, R.* : Contribuţii la studiul curburilor transportoarelor cu bandă jgheab, nr. 12,p.

Romaniţă, M. : Posibilităţi de creştere a capacităţii portante a ghidajelor hidrostatice, nr. 3, p. 171.

Roş, V., Corovei, I. şi *Stoica, A.* : Contribuţii la studiul cormanelor cu suprafeţe cilindroidale nr. 6, p. 353.

Roşca, I. : Consideraţii asupra colţurilor în determinarea numerică a eforturilor dintr-un cilindru solicitat termic axial simetric, nr. 11, p. 677.

S

Seitz, N., *Cîmpian, V.* şi *Untaru, M.* : Influenţa raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicităţii şi economicităţii autobuzului TV—20UE, nr. 6, p. 366.
Secară, Gh. : Cercetări privind factorii de dependenţă ai durităţii corpurilor abrazive, nr. 8, p. 483.
Sima, P. şi *Hoffmann, V.* : Calculul cămăşilor cilindrice ale motoarelor cu cămăşi asamblabile, nr. 11, p. 662.
Sîngeorzan, V. : Influenţa unor parametri constructivi asupra repartizării forţei de tracţiune totală în transportoarele cu bandă cu două tobe de acţionare, nr. 1, p. 44.
Sonea, G. : Contribuţii româneşti la dezvoltarea ştiinţei contemporane, nr. 10, p. 615.
Spineanu, U. : Influenţa efortului de măsurare asupra preciziei de măsurare a diametrului mediu al filetelor cilindrice în construcţiile de mecanică fină, nr. 9, p. 555.
Stamatescu, C., *Grigoriu, M.*, *Radcenco, V.* şi *Duicu, P.* : Criterii de alegere a parametrilor determinanţi în procesul de comprimare volumică a aerului, nr. 10, p. 618 ; nr. 11, p. 679.
Stoica, A., *Corovei, I.* şi *Roş, V.* : Contribuţii la studiul cormanelor cu suprafeţe cilindroidale, nr. 6, p. 353.
Şaramet, C. : Estetica industrială convergenţă inevitabilă şi necesară a tehnicii şi ariei, nr. 6, p. 358.

T

Tabără, V. : Contribuţii la calculul preselor de fricţiune în cursele de antrenare, nr. 9, p. 564.
Teodorescu, M. şi *Ţîru, E.* : Determinarea forţelor la tăierea prin presare la rece a aliajelor de aluminiu nr. 1, p. 48.
Theil, H., *Neiss, Fr.*, *Ardeleanu, Z.*, *Neacşu Eleonora* şi *Vlădea, I.* : Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule, nr. 8, p. 495.
Topal, D. : Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind alimentatoarele vibrante cu acţionare electromagnetică, nr. 10, p. 622.

Ţ

Ţepeluş, C.P. : O nouă metodă generală pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale ascensoarelor monocablu şi multicablu electrice, nr. 2 p. 118.
Ţîru, E. şi *Teodorescu, M.* : Determinarea forţelor la tăierea prin presare la rece a aliajelor de aluminiu, nr. 1, p. 48.

U

Ungureanu, I., *Rădulescu, C.* şi *Micu, C.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor normale nr. 5, p. 312.
Ungureanu, I., *Micu, C.* şi *Rădulescu, Al.* : Contribuţii la elaborarea unei metodici de cercetare a rigidităţii statice a strungurilor carusel, nr. 10, p. 10. 611.
Untaru, M. : Posibilitatea creşterii puterii motorului de automobil prin utilizarea unei răciri eficiente şi raţionale, nr. 1, p. 53.
Untaru, M., *Cîmpian,* şi *Seitz, N.* : Influenţa raportului de transmitere al reductorului central asupra dinamicităţii şi economicităţii autobuzului TV—20UE, nr. 6, p. 366.

V

Vlasiu, Gh. : Tendinţe constructive şi funcţionale în dezvoltarea macaralelor şi excavatoarelor macara, nr. 4, p. 239.
Vlădea, I., *Theil, H.*, *Neiss, Fr.*, *Ardeleanu, Z.* şi *Neacşu Eleonora* : Studiul experimental al unor modele de radiator pentru autovehicule, nr. 8, p. 495.
Vonica C. : Cu privire la unele probleme specifice motoarelor hidraulice rotative de mare moment, nr. 3, p. 186.

W

Willmann, H.J. : Utilizarea motoarelor diesel SKL pe nave şi pe uscat, nr. 11, p. 682.

Z

Zapalowicz, W. : Analiza şi sinteza dinamică a ciocanului cu fricţiune, cu cădere, nr. 8, p. 499.
Zătreanu, Gh. : Aspecte ale dinamicii motoarelor cu două linii paralele cu cilindrii, nr. 6, p. 379.
Zbîrcea, V. : Aspectul corect al problemei insolaţiei la vehiculele frigorifice de transport, nr. 9, p. 574.
Zugrăvel, M. şi *Popescu. M.* : Asupra captării controlate a picăturilor de combustibil în cazul determinării caracteristicilor de pulverizare, nr. 10, p. 631.

TEHNOLOGIE

A

Arghir, G. : Cuţit profilat disc cu axa perpendiculară pe axa piesei, nr. 7, p. 391.

B

Bucşa, I. : Consideraţii privind producţia unitară a roţilor melcate cilindrice, nr. 2, p. 67.
Bucşă, Gh. : Metodă de prelucrare a danturii bacurilor de universal, nr. 9, p. 526.

C

Calea, Gh. şi *Todea, Gh.* : Metoda de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes, nr. 9, p. 530.
Caşcaval, N. şi *Doboşan, V.* : Introducerea sudării automate la puntea motoare spate a autocamioanelor, nr. 7, p. 406.
Caşcaval, N., *Doboşan, V.* şi *Teleanu, M.* : Unele aplicaţii ale sudării prin relief în construcţia autocamioanelor, nr. 6, p. 333.

D

Doboşan, V. şi *Caşcaval, N.* : Introducerea sudării automate la puntea motoare spate a autocamioanelor, nr. 7, p. 406.
Doboşan, V., *Caşcaval, N.* şi *Teleanu, M.* : Unele aplicaţii ale sudării prin relief în construcţia autocamioanelor, nr. 6, p. 333.
Dodoc, P. : Influenţa forţei centrifuge asupra preciziei de prelucrare prin strunjire, nr. 2, p. 93.
Drăghici, G., *Popescu, I.*, *Holanda, D.* şi *Piukovici. I.* : Studii asupra îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane şi tractoare, nr. 5, p. 268.

E

Enache, St. : Probleme de bază şi tendinţe în proiectarea şi fabricaţia sculelor de aşchiere, nr. 5, p. 274.
Epureanu, A., *Teodorescu, M.*, *Ţîru, E.* şi *Oancea, N.* : Contribuţii la stabilirea regimurilor şi a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu, nr. 8, p. 47.

G

Georgescu, V. : Caracteristicile de sudare ale electrozilor EL—44T—titanic—STAS 7240—65, nr. 5, p. 280.
Guja, N. : Mortezarea prin rostogolire a profilelor interioare neevolventice, nr. 7, p. 412.

H

Holanda, D., *Piukovici, I.*, *Drăghici, G.* şi *Popescu, I.* : Studii asupra îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane şi tractoare, nr. 5, p. 268.
Hrelescu, M., *Sălăgean, T.* şi *Selmereanu, H.* : Cercetări privind sudarea oţelurilor cu rezistenţa mărită slab aliate cu mangan, nr. 7, p. 437

I

Iliescu, C. şi *Nema, E.* : Contribuţii privind cercetarea experimentală a matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor, nr. 7, p. 420.

Ivan, N. : Asupra prelucrării cu cuţite-disc pe strunguri revolver, nr. 8, p. 471.
Ivan, M. şi *Rusan, Gh.* : Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic, nr. 3, p. 160.
Ivan, M. şi *Rusan, Gh.* : Contribuţii la prelucrarea prin procedeul electrolitic a matriţelor, nr. 4, p. 199.

L

Lăzărescu, I. şi *Pay, E.* : Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei-melc (vibraţii torsionale) la frezarea danturii drepte, nr. 4, p. 205.

M

Million, A. şi *Bulan, A.* : Noi realizări ale tehnicii sudării în construcţia de maşini, nr. 1, p. 15.
Minciu, C. : Alunecarea armonică şi influenţa sa asupra preciziei de prelucrare prin rulare a roţilor dinţate, nr. 6, p. 348.

N

Nema, E. şi *Iliescu, C.* : Contribuţii privind cercetarea experimentală a matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor, nr. 7, p. 420.

O

Oancea, N., *Epureanu, A.*, *Teodorescu, M.* şi *Ţîru, E.* : Contribuţii la stabilirea regimurilor şi a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu, nr. 8, p. 479.

P

Pay, E. şi *Lăzărescu, I.* : Contribuţii la determinarea influenţei regimului de aşchiere asupra erorii cinematice la rotirea în sarcină a frezei-melc (vibraţii torsionale) la frezarea danturii drepte, nr. 4, p. 205.
Petrescu, A. : Unele probleme privind precizia de execuţie şi ascuţire a frezelor-melc, nr. 1, p. 33.
Piukovici, I., *Drăghici, G.*, *Popescu, I.* şi *Holanda, D.* : Studii asupra îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane şi tractoare, nr. 5, p. 268.
Popescu, I., *Holanda, D.*, *Piukovici, I.* şi *Drăghici, G.* : Studii asupra îmbunătăţirii calităţii cămăşilor de cilindri ale motoarelor de autocamioane şi tractoare, nr. 5, p. 268.

R

Radu, D. şi *Sporea, I.* : Contribuţii privind studiul fenomenelor metalurgice la sudarea conductelor din oţel termorezistent 12HIMF (12XIM Ф) nr. 1, p. 27.
Rusu, St. : Variaţia preciziei de prelucrare în funcţie de uzura ghidajelor batiului în strunguri, nr. 1, p. 37.
Rusan, G. şi *Ivan, M.* : Metode speciale de prelucrare prin procedeul electrolitic, nr. 3, p. 160.
Rusan, G. şi *Ivan, M.* : Contribuţii la prelucrarea prin procedeul electrolitic a matriţelor, nr. 4, p. 199.

S

Sălăgean, T., *Hrelescu. M.* şi *Selmereanu, H.* : Cercetări privind sudarea oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan, nr. 7, p. 437.
Selmereanu, H., *Hrelescu, M.* şi *Sălăgean, T.* : Cercetări privind sudarea oţelurilor cu rezistenţă mărită, slab aliate cu mangan, nr. 7, p. 437.
Sporea, I. şi *Radu, D.* : Contribuţii privind studiul fenomenelor metalurgice la sudarea conductelor din oţel termorezistent 12HIMF (12XIMФ), nr. 1, p. 27.

Ş

Şarlău, C. : Contribuţii privind sudarea automată sub strat de flux netopit a aluminiului şi aliajelor AlMg3 fabricate în Republica Socialistă România, nr. 4, p. 225.

T

Teleanu, M., *Doboşan, V.*, şi *Caşcaval, N.* : Unele aplicaţii ale sudării prin relief în construcţia autocamioanelor, nr. 6, p. 333.
Teodorescu, M. şi *Ţîru, E.* : Contribuţii la aşchierea cu scule care formează tăiş de depunere stabil, nr. 6, p. 361.
Teodorescu, M., *Ţîru, E.*, *Oancea, N.*, şi *Epureanu, A.* : Contribuţii la stabilirea regimurilor şi a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu, nr. 8, p. 479.
Todea, Gh. şi *Calea, Gh.* : Metoda de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes, nr. 9, p. 530.
Tudor, D.: Influenţa cîmpurilor de toleranţă asupra funcţionării angrenajelor cu dantură în evolventă, nr. 3, p. 174.
Tudor, D. şi *Tudor Ruxandra* : Asupra funcţionării pe muchie a roţilor dinţate din mecanică fină cu dantură în evolventă, nr. 4, p. 229.
Tudor Roxandra şi *Tudor, D.* : Asupra funcţionării pe muchie a roţilor dinţate din mecanică fină cu dantură în evolventă, nr. 4, p. 229.

Ţ

Ţîru, E. şi *Teodorescu, M.* : Contribuţii la aşchierea cu scule care formează tăiş de depunere stabil, nr. 6, p. 361.
Ţîru, E., *Oancea, N.*, *Epureanu, A.* şi *Teodorescu, M.* : Contribuţii la stabilirea regimurilor şi a geometriei optime a sculei la finisarea prin strunjire a aliajelor de aluminiu, nr. 8, p. 479.

V

Vaida, Al. *Velicu, S.* : Metodă de calcul pentru determinarea profilului sculelor de danturat prin metoda copierii, nr. 9, p. 569.
Velicu, S. : Contribuţii la studiul variaţiei vitezei de aşchiere la şeveruire, nr. 4, p. 234.
Velicu, S. : Contribuţii la studiul geometriei şeverelor-disc, nr. 6, p. 371.
Velicu, S. şi *Vaida. Al.* : Metodă de calcul pentru determinarea profilului sculelor de danturat prin metoda copierii, nr. 9, p. 569.

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

B

Botiş, V. : Bazele teoretice ale tipizării maşinilor de gătit, nr. 4, , p. 195.

C

Chiriţă, I. : Ergonomia şi aplicaţiile ei în industrie, nr. 7, p. 401
Costoiu Stana, *Vlasiu Coca* şi *Homoş, T.* : Consideraţii privind principiile care stau la baza organizării în flux a producţiei în construcţia de maşini, nr. 12, p. 738.

D

Dobrescu, P. : Optimizarea întocmirii graficului coordonator de realizare a investiţiilor, nr. 8, p. 466.

H

Homoş, T. : Contribuţii privind determinarea lotului optim şi construcţia de maşini, nr. 3, p. 152.
Homoş, T., *Costoiu Stana* şi *Vlasiu Coca*: Consideraţii privind principiile care stau la baza organizării în flux a producţiei în construcţia de maşini, nr. 12, p. 738.

L

Lazarovici, A. : Unele aspecte ale eficienţei economice a investiţiilor în construcţia de maşini, nr. 6, p. 343.

M

Mangiurea, C. : Utilizarea calculatoarelor electronice în controlul statistic dimensional, nr. 9, p. 547.

P

Pînzaru Minerva : Progres în tehnica depozitării, nr. 1, p. 23.

Ţ

Ţepeluş, P.C. : Principii şi criterii privind elaborarea seriilor normale de instalaţii de ridicat acţionate electronic, nr. 8, p. 488.

V

Vlasiu Coca, Homoş, T. şi *Costoiu Stana*: Consideraţii privind principiile care stau la baza organizării în flux a producţiei în construcţia de maşini, nr. 12, p. 738.

PRODUSE ASIMILATE

B

Bretan, D. şi *Lupsiasca, C.* : Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip PVM 5,4—80 destinată CHE—Paltin, nr. 11, p. 674.

Broch, O. : Motorul hidraulic rotativ hipocicloidal, nr. 7, p. 396.

C

Caban, H. şi *Dimitriu, D.* : Capete de acţionare pentru amestecătoare verticale, nr. 5, p. 72.

Ceptureanu, Gh. : Nou tip de lagăr care funcţionează fără lubrificaţie, nr. 11, p. 747.

Crudu, M., Ionescu, N., Horovitz, B., Feimer, I. şi *Perju, D.* : Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, nr. 9, p. 542.

D

Dimitriu, D. şi *Caban, H.* : Capete de acţionare pentru amestecătoare verticale, nr. 2. p. 72.

F

Feimer, I., Perju, D., Crudu, M., Ionescu, N. şi *Horovitz, B.* : Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, nr. 9, p. 542.

H

Horovitz, B., Feimer, I., Perju, D., Crudu, M. şi *Ionescu, N.* : Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, nr. 9, p. 542.

I

Ionescu, N., Horovitz, B,, Feimer, I., Perju, D. şi *Crudu, M.* : Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, nr. 9, p. 542.

L

Lupsiasca, C. şi *Bretan, D.* : Principalele caracteristici funcţionale şi constructive ale turbinei hidraulice de tip PVM 5,4—80 destinată CHE—Paltin, nr. 11, p. 674.

M

Marfievici, D. : Utilaje pentru industria uşoară, nr. 2, p. 106.

P

Perju, D. Crudu, M., Ionescu, N., Horovitz, B. şi *Feimer, I.* : Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, nr. 9, p. 542.

ÎNTREŢINEREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR ŞI A INSTALAŢIILOR

B

Babiciu, I. : Consideraţii privind realizarea unei agregări optime între plugul pentru pante şi tractorul pe şenile, nr. 11, p. 641.

Băbălău, D., Neculăiasa, V., Rotaru, A., Crudu, I. şi *Ibănescu, I.* : Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere asupra coeficientului de frecare de alunecare, nr. 5, p. 262.

C

Cămărăscu, D.. Costin, Gr. şi Sima, P,: Încercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi, nr. 7, p. 444.

Cîmpian, V. : Influenţa diferiţilor parametri asupra economicităţii în regim nestaţionar a autobuzului TV-20UE, nr. 1, p. 80.

Cosma, G., Minea, S. şi *Lescenco, G.* : Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc şi prin zincare termică, nr. 8, p. 463.

Costin, Gr., Cămărăscu, D. şi *Sima, P.* : Încercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi, nr. 7, p. 444.

Crudu, I., Ibănescu, I., Niculăiasa, V., Băbălău, D., şi *Rotaru A.* : Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare, nr. 5, p. 262.

I

Ibănescu, I., Neculăiasa, V., Băbălău, D., Rotaru, A. şi *Crudu, I.* : Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare, nr. 5, p. 262.

L

Lăzărescu, E. : Contribuţii la studiul coroziunii cavitaţionale şi coroziunii în elementele sistemului de injecţie la motorul D—103, nr. 7, p. 424.

Lescenco, G., Cosma, G. şi *Minea, S.* : Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc şi prin zincare termică, nr. 8, p. 463.

M

Minea, S., Cosma, G. şi *Lescenco, G.* : Combaterea coroziunii atmosferice cu grunduri bogate în zinc şi prin zincare termică, nr. 8, p. 463.

N

Neculăiasa, V., Băbălău, D., Rotaru, A., Crudu, I. şi *Ibănescu, I.* : Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare, nr. 5, p. 262.

R

Rotaru, A., Crudu, I., Ibănescu, I., Neculăiasa, V. şi *Băbălău, D.* : Influenţa bisulfurii de molibden indigene, adăugată în uleiuri de ungere, asupra coeficientului de frecare de alunecare, nr. 5. p. 262.

S

Sima, P., Cămărăscu, D. şi *Costin, Gr.* : Încercarea ambreiajului autocamioanelor Bucegi, nr. 7, p. 444.

T

Voia, I. : Asupra variaţiei în funcţie de puterea hidroagregatului, a debutului apei de răcire-ungere prin lagărele cu cuzineţi cauciucaţi, folosiţi la turbinele hidraulice, nr. 6, p. 376.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

C

Catz, I. : Probleme de securitate a muncii la proiectarea şi construcţia transportoarelor cu bandă, nr. 4, p. 196.

DOCUMENTARE

Nr. 1. p. 58 ; nr.2, p. 127 ; nr. 3, p. 192 ; nr. 4, p. 245 ; nr. 5, p. 317 ; nr. 6, p. 385 ; nr. 7, p. 449 ; nr. 8, p. 506 ; nr. 10 p. 634 ; nr. 11, p. 690 ; nr. 12, p. 761. ;

RECENZII

Nr. 1, p. 63 ; nr. 2, p. 126 ; nr. 4, p. 249 ; nr. 5, p. 320 ; nr. 6, p. 389 ; nr. 7, p. 450 ; nr. 8, p. 509, ; nr. 9, p. 578 ; nr. 10, p. 638. nr. 12, p. 764.

CRONICA

Nr. 1, p. 64 ; nr. 2, p. 131 ; nr. 5, p. 322 ; nr. 6, p. 390 ; nr. 7, p. 451 ; nr. 8, p. 511 ; nr. 9, p. 579 ; nr. 10, p. 649 nr. 12, p. 765.

REVISTA REVISTELOR

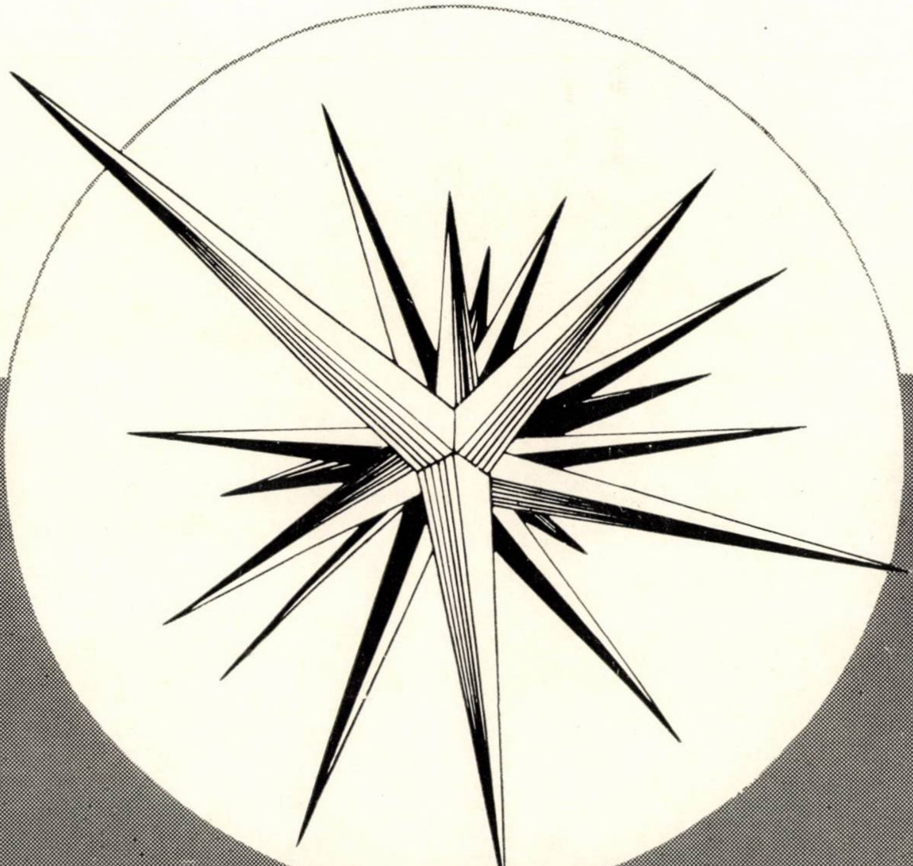
Nr. 2, p. 129 ; nr. 3, p. 193 ; nr. 4, p. 251 ; nr. 5, p. 323 ; nr. 6, p. 389 ; nr. 7, p. 453 ; nr. 8, p. 517 ; nr. 9, p. 579 ; nr. 10, p. 642 ; nr. 11, p. 692.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

I C M

STR. TH. AMAN, 4 – BUCUREȘTI

REDAȚI CIRCUITULUI ECONOMIC DESEURILE
METALICE ȘI METALELE VECHI INTENSIFICÎND
PREDAREA LOR CĂTRE INTREPRINDEREA
PENTRU COLECTAREA METALELOR



uzina AZUR

produce o gamă largă de agenţi moderni de curăţare, degresare, spălare şi uscare a pieselor şi suprafeţelor metalice feroase şi neferoase, a buteliilor de sticlă etc.:

DEGRESANȚI PRIN PULVERIZARE

DEGRESANȚI PRIN IMERSIUNE

AGENȚI DE SPĂLARE CU SOLVENȚI

AGENȚI DE USCARE (DEWATERING)

pentru rezolvarea problemelor dv. specifice de degresare-curăţare, adresaţi-vă serviciilor noastre de cercetare şi tehnic.

SPECIALIȘTII NOȘTRI VĂ STAU LA DISPOZIȚIE

Uzina AZUR — Timişoara

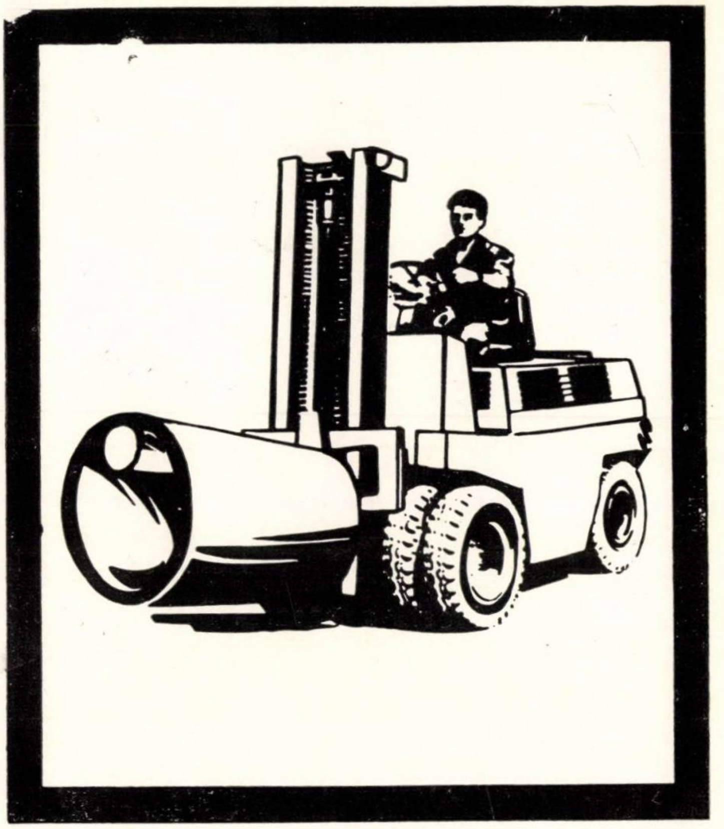
Spl. Peneş Curcanul nr. 3—5
Telefon 1.37.13—1.37.14 sau 1.46.35

Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA ȘI ELECTRONICA



BALKANCAR — PRODUCATOR VEDETA
Calitate superioară, varietăți multiple, clientelă numeroasă !

CARUCIOARELE TERMICE

elevatoare universale cu putere de ridicare mare,
cu platformă sau basculante
conform alegerii dvs., cu motor Diesel sau
cu motor cu benzină

permit realizarea unor importante economii in cheltuielile de manipulare, datorită mecanizării operațiilor de transport și de stocaj ale încărcăturilor.

Dotate cu o gamă largă de dispozitive interschimbabile,
aceste cărucioare se pretează la manipularea celor mai variate incărcături.

DESERVIREA SI PIESELE DE SCHIMB SINT GARANTATE

Pentru orice informatii sau cerere de ofertă binevoiti a vă adresa la :
BALKANCARIMPEX, Direcția „Export"
Bulgaria, Sofia,
56, str. Alabine
Telex : 386
Telegrame: Balkancarimpex — Export Sofia

balkancar

PUBLICOM

ORMIG

IMPRIMATOR DE LINII CU SELECȚIONAREA ELECTRONICĂ,

Defalcă automat nomenclatoarele de piese și imprimă extrase sintetizate de pe fiecare grupă de piese (de exemplu: piese de confecționat, piese de comandat, piese normate, piese turnate etc.).
Economie apreciabilă de timp și personal la prelucrarea

NOMENCLATOARELOR DE PIESE

Erorile de transcriere sînt evitate, însemnarea repetată a pieselor în liste nu mai este necesară. Datele constante (nr. comenzii, nr. de piese, data, termen) sînt imprimate automat. Fișele de însoțire pentru materiale sînt emise ca acte separate.

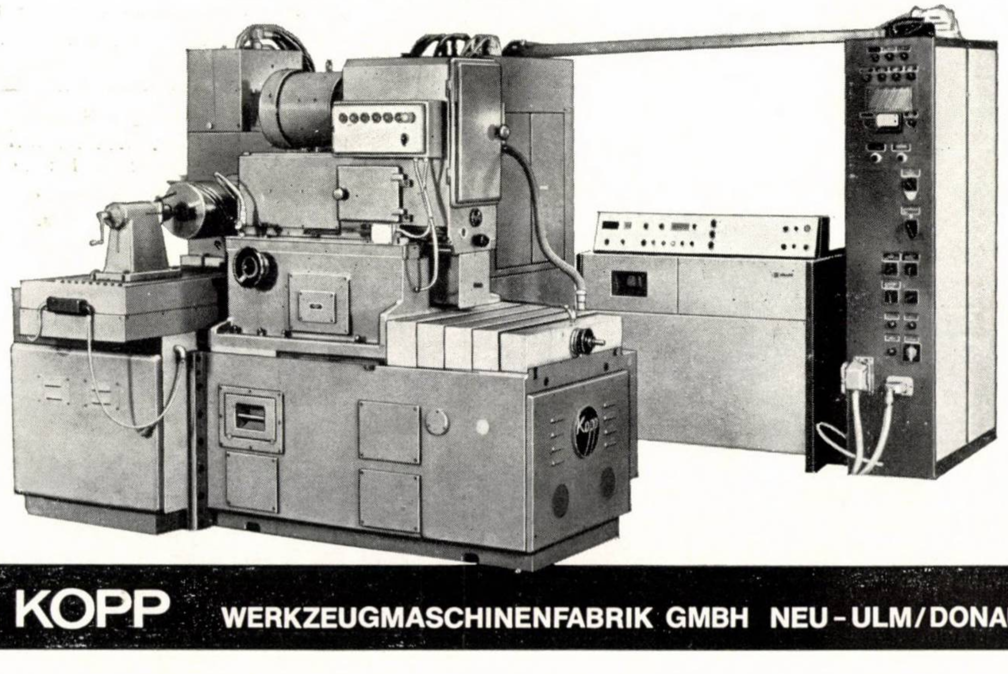
CEREȚI DOCUMENTAȚIILE GRATUITE LA 201 Ro

ORMIG 1 BERLIN 42, WOLFRAMSTRASSE 84-92

COMANDATĂ NUMERIC

MAȘINA CIRCULARĂ DE FREZAT came pentru curbe plane și înfășurătoare, tip EKF NC/C.

Kopp



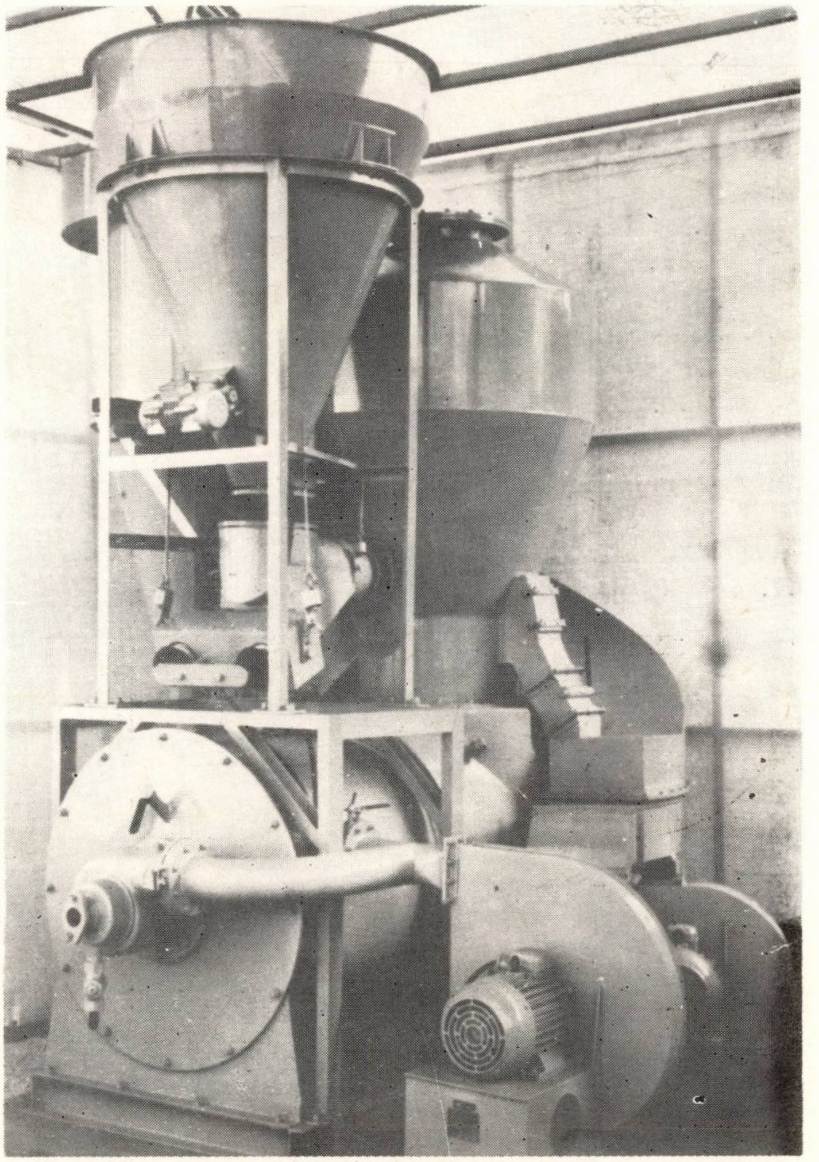
D 5088

FRITZ KOPP WERKZEUGMASCHINENFABRIK GMBH NEU-ULM/DONAU

Intreprinderea pentru Comerțul Exterior

centrozap

Katowice, Ligonia 7 — R. P. Polonă
Cutia postală : *825*
Telefon : *513—401*
Telex : *31—416*
Telegrame : CENTROZAP — Katowice



Aparate de uscat și răcit cu pat fluidizat, tip SCH

- Aceste aparate sînt destinate pentru uscarea și răcirea nisipurilor livrate secțiilor de sablare din turnătorii.

Construcția simplă, funcționarea perfectă, debitul mare, cheltuieli de exploatare reduse și deservirea ușoară sînt avantajele prezentate de aceste aparate, bazate pe principul fluidizării, astfel că ele înlocuiesc cu succes aparatele de uscat utilizate pînă în prezent.

Aparatele de uscat și răcit pot fi încorporate în liniile automate de preparare a amestecurilor de turnare. Ele sînt fabricate în două variante, și anume pentru combustibili lichizi și pentru gaze.

Date tehnice principale :

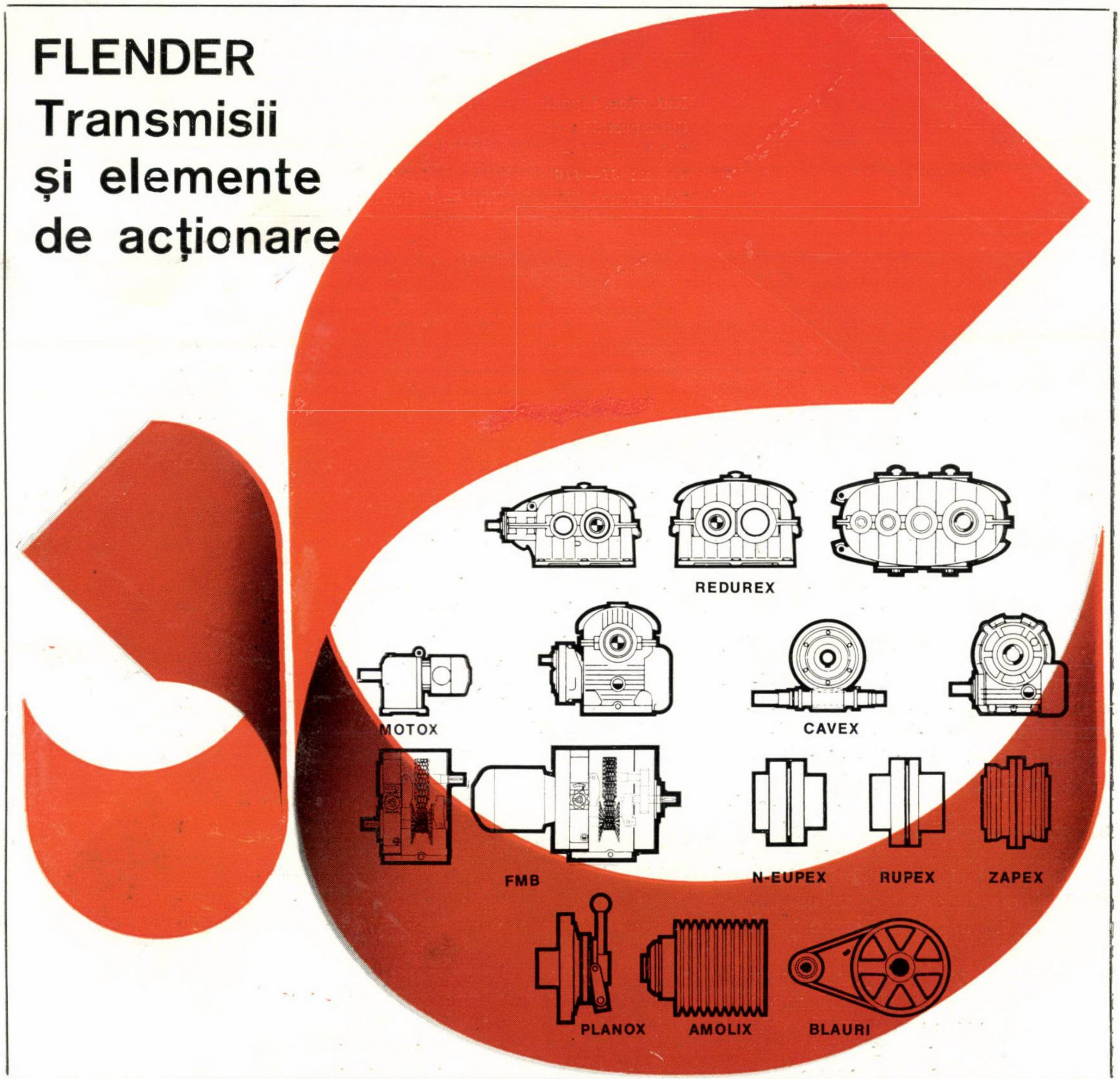
	Unitatea de măsură	SCH—2,5	SCH—5
Debit de nisip uscat	t/h	2,5—5	5—10
Umiditatea inițială a nisipului	%	8—3	8—3
Umiditatea finală a nisipului	%	circa 0	circa 0
Temperatura nisipului la temperatura ambiantă de maximum 20°C	°C	circa 30	circa 30

Aparatul de uscat-răcit tip SCH—2,5 a obținut medalia de aur la Tîrgul Internațional de la Leipzig 1969

Fabricant :
Dolnoslaskie Zaklady Metalurgiezne DOZAMET Nowa Sòl — R.P.Polonă

Exportator :
Intreprinderea pentru comerțul Exterior
CENTROZAP
Katowice, Ligonia 7 — R.P. Polonă

FLENDER
Transmisii și elemente de acționare



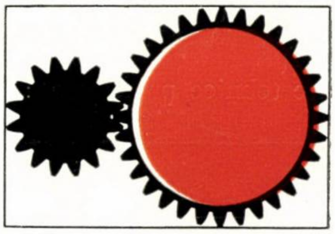
Noi sîntem constructori de transmisii, mai bine spus, specialiști în transmisii și elemente de acționare. Aceasta înseamnă că: noi nu construim numai transmisii, care să vă dea satisfacție; noi furnizăm transmisiile de care aveți nevoie, chiar și prototipul unei noi serii, dacă aveți nevoie de o nouă serie.

Trebuie să cunoașteți toate posibilitățile noastre

Folosiți transmisii FLENDER!

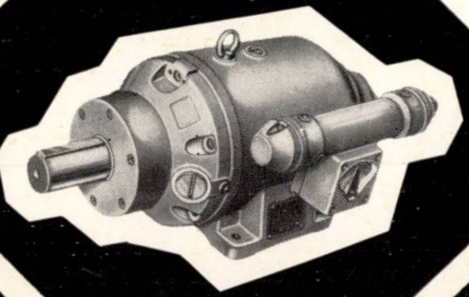
Centrala de informare pentru Europa de răsărit:

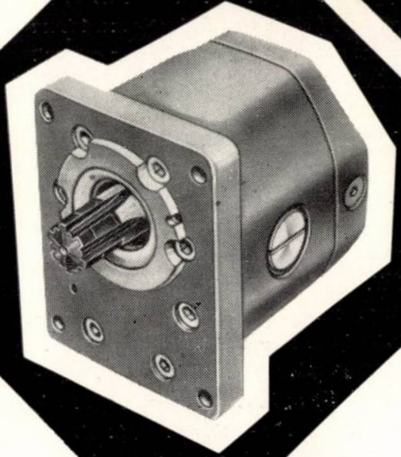
Transmisii cu roți dințate, transmisii cu melc, transmisii reglabile fără trepte, cupluri și transmisii cu curele.

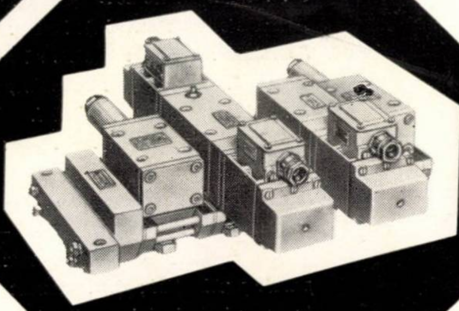


Beratungszentrale Osteuropa:

A. FRIEDR. FLENDER & CO., 2500 BADEN BEI WIEN, ROSEGGERSTR. 15, TELEFON 4373







Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7-9

ORSTA*hydraulik*

O construcţie standardizată din Republica Democrată Germană

Putînd fi montate în serie sau universal ✦ Valorificate în multe ramuri industriale ✦ Cu o mare siguranţă în funcţionare ✦ Renumite prin precizie şi putere ✦ Aparatele şi agregatele O R S T A hydraulik rezolvă problemele dv. de acţionare şi comandă.

Livrăm: **Generatoare de presiune**
Consumatori de presiune
Vane şi accesorii

Experţii noştri în probleme de hidraulică vă pot sfătui în problemele tehnice şi economice de orice fel. La cerere primiţi, din partea serviciilor noastre, material informativ asupra întregului nostru sortiment. Rezultatele obţinute de noi justifică încrederea dv.

Exportator
Technocommerz G m b H
DDR 108 Berlin, Taubenstrasse 7 – 9
Republica Democrată Germană

VEB Combinatul Hidraulic ORSTA – Leipzig

PUBLICOM

RECOMANDĂRI PENTRU AUTORI

1. Lucrările care pot fi prezentate spre publicare sînt de importanță generală, tehnico-științifice speciale, teoretice sau experimentale, tehnice obișnuite, prezentarea unor realizări pe linia protecției muncii (dispozitive proiectate în acest scop etc.).

2. Lucrările vor fi axate pe aducerea la îndeplinire a sarcinilor trasate de Directivele Congresului al X-lea al P.C.R. privind îndeosebi introducerea tehnicii noi, ridicarea calității produselor, reducerea prețului de cost, creșterea productivității muncii. Legătura cu practica muncii de cercetare, proiectare, învățămînt, producție este condiția esențială pe care trebuie să o îndeplinească tema tratată. Lucrările de sinteză sau de discuție să se refere la probleme noi și actuale, de interes general. Articolele, interesînd industria, vor cuprinde considerații privind eficiența economică a soluțiilor. Se recomandă ca articolele să conțină propuneri de viitor.

3. Verificarea experimentală se impune ca necesitate de prim ordin la lucrările care se pretează la asemenea verificări.

4. Lucrările care au mai fost publicate integral sau parțial nu pot fi trimise redacției spre publicare.

5. Un scurt rezumat fixînd premisele de la care s-a pornit, problema studiată și cadrul în care este tratată, nedepășind 4 — 5 rînduri, va fi anexat lucrării.

6. În introducere se încadrează problema în preocupările generale ale disciplinei și în preocupările producției ; de asemenea se arată scopul lucrării, subliniindu-se contribuția autorului. Tratarea va trebui să fie unitară, permițînd înțelegerea fără dificultăți a problemelor. Se vor evita introduceri sau demonstrații voluminoase ; de asemenea, se va evita repetarea în text a ceea ce poate fi găsit în literatura publicată sau poate fi redat intuitiv prin materialul grafic — ilustrativ, tabele etc.

7. Concluziile vor concentra rezultatele obținute cu indicarea limitei de valabilitate și aplicațiile posibile.

8. Citarea literaturii de specialitate este obligatorie pentru afirmațiile luate din alte lucrări și care nu sînt în general cunoscute.

9. Dezvoltările matematice vor fi limitate la cele absolut necesare înțelegerii raționamentului.

10. Se recomandă o atenție deosebită scrierii formulelor conform STAS. Indicii și exponenții se vor scrie mai mici decît baza și așezați mai jos sau mai sus decît baza. Se vor scrie, de asemenea, cu grijă literele majuscule, minuscule sau cele rusești, grecești, germane, cifrele romane etc.

11. Lista bibliografică se va întocmi cuprinzînd lucrările la care se referă textul (cum și figuri sau tabele), atît cele speciale, cît și cele generale. Se vor indica toate datele în transcrieri originale, Pentru cărți : numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet (eventual și tradus, în paranteză), ediția, editorul, locul editurii, anul. Pentru articole : numele complet, prenumele prescurtat, titlul complet original (eventual și tradus, în paranteză), revista, volumul, numărul și anul, paginile.

12. Scrisul la mașină al articolelor este recomandat cu insistență, exceptîndu-se lucrările scrise caligrafic.

Se scrie pe o singură pagină (față), la două rînduri (2 000 semne de pagină). Se recomandă 6 — 8 pagini dactilografiate.

13. Nu se admite trimiterea concomitentă a textului la alte publicații.

14. Articolele se trimit cu o notă însoțitoare pe adresa redacției. În notă se vor indica : titlurile, funcțiile, localitatea și adresa domiciliului, numărul de telefon.

15. Lucrările executate în cadrul diverselor instituții sau organizații vor purta aprobarea acestora pentru publicare.

16. Corecturile se vor face după normele tipografice în vigoare. Corecturile trimise autorilor vor fi înapoiate în maximum 48 ore de la primire. Nu se admit modificări în corectură față de manuscris.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS
KÖZPONT
ORSZ.

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 0,25 şi 1 035 t/h şi presiuni între 8 şi 195 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură, tip K.U. 40 şi 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER; unităţi de pompare de 1,5 3; 7; 9; 12; 15 şi 19,3 t, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţii şi siderurgie.

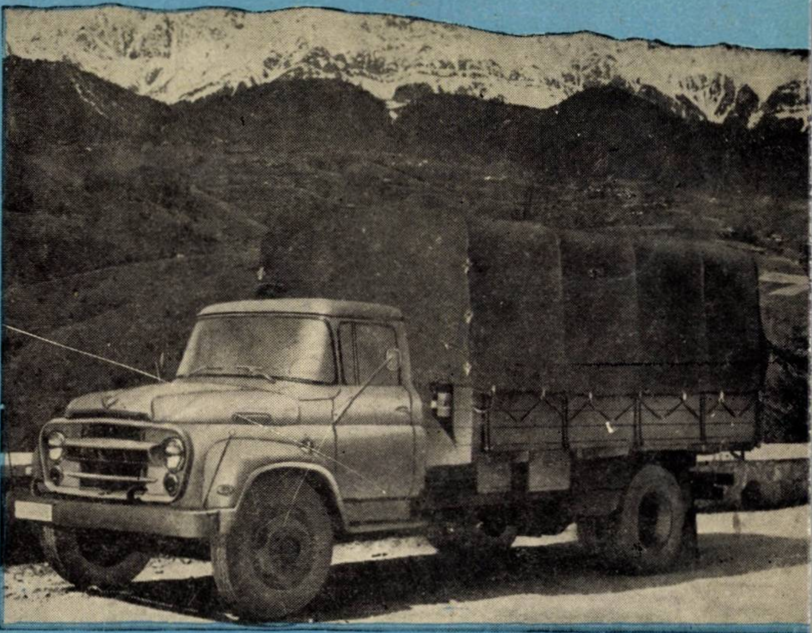
Vulcan

UTILAJE PENTRU EPURAREA APEI ŞI GOSPODĂRIREA DE COMBUSTIBIL; filtre ionice, filtre Na-cationice, filtre de limpezire, decantoare suspensionale, vase de dizolvare, rezervoare de diferite tipuri şi capacităţi, ejectoare, boilere, preîncălzitoare, schimbătoare de căldură, agregate de pompat păcură, separatoare de aer, degazoare, vase de consum etc.

Str. SAMUEL VULCAN nr. 10 12
Bucureşti
tel. 31.51.02

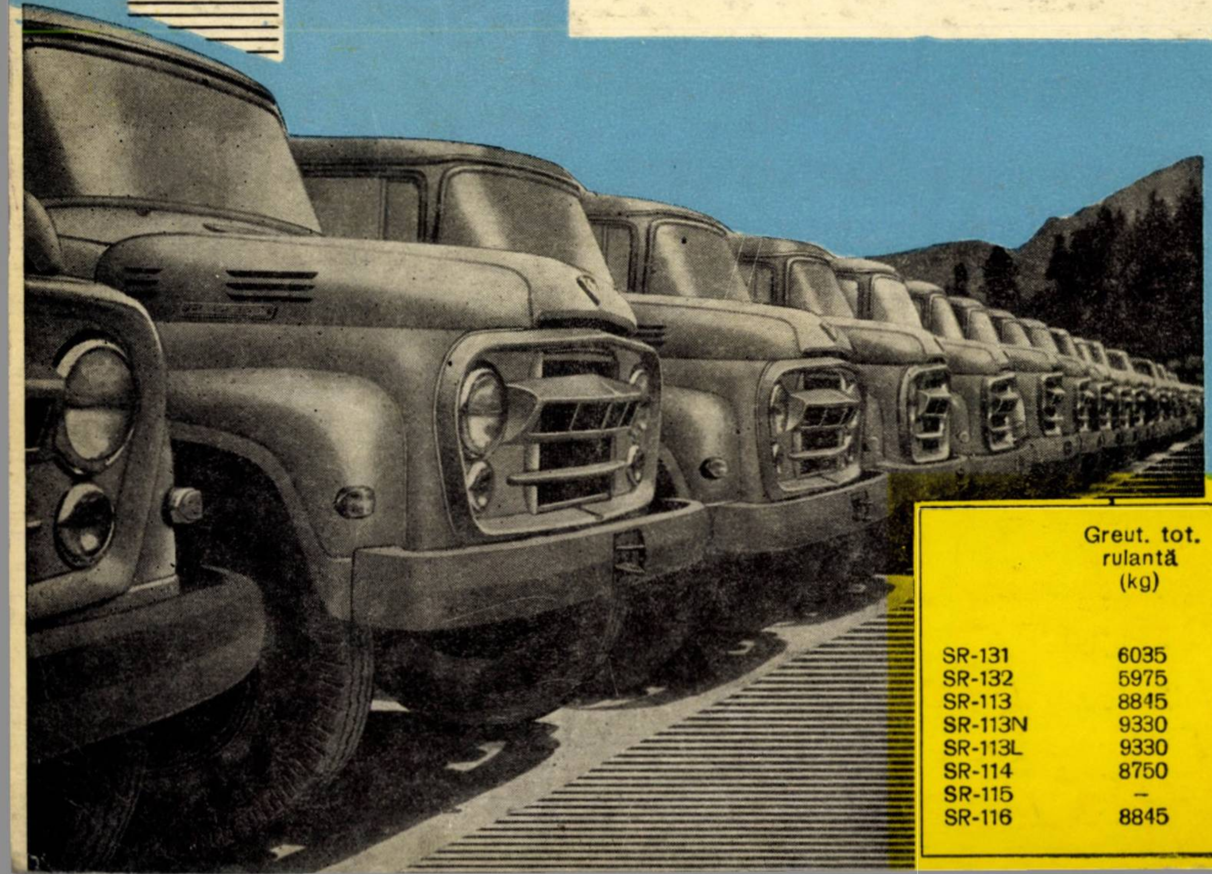
UZINA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

Vă oferă:



1971 FEB 2

Autovehicule corespunzătoare pentru toate necesitățile de transport, de la 2 t pînă la 5 t sarcină utilă, cu una sau două axe motoare, echipate cu motoare puternice tip SR-211 cu o putere nominală de 140 CP.



	Greut. tot. rulantă (kg)	Greut. tot. rulantă în autotren (kg)	Viteza maximă (km/h)
SR-131	6035	–	90
SR-132	5975	7975	90
SR-113	8845	14845	80
SR-113N	9330	16680	90
SR-113L	9330	16680	90
SR-114	8750	12250	80
SR-115	–	16700	80
SR-116	8845	–	80